

Resumen

Hoy en día las motocicletas de competición llegan a inclinaciones de más de 60° respecto la vertical. Esto plantea un problema para la suspensión, que es incapaz de realizar su función más importante: absorber las ondulaciones de la pista y las reacciones del vehículo para garantizar que el contacto de las ruedas con el suelo disponga de una fuerza normal suficiente para que la moto maniobre adecuadamente. Esta función pasa a ser responsabilidad de la estructura de la motocicleta, es decir el chasis, el basculante y el tren delantero, en los que deberá considerarse cuidadosamente sus parámetros elásticos. En el mundo de la alta competición de la motocicleta es frecuente ver noticias de que algún equipo está probando un nuevo chasis o un nuevo basculante, al que han cambiado sus propiedades para corregir o mejorar el comportamiento de la moto.

Este es el punto de partida de este trabajo. Tanto la geometría de la moto como las suspensiones se pueden regular adaptándolas a un piloto o a un circuito concreto, por eso se plantea el desarrollo de un sistema que permita regular las propiedades del chasis de un prototipo de competición. Esto debe evitar los astronómicos costes de disponer de varios modelos, asumibles sólo para equipos del mundial, y debe ser un reglaje rápido y práctico de modificar, pudiendo introducir cambios en mitad de una sesión de circuito.

En el trabajo se desarrollan un estudio de la dinámica de la motocicleta, el diseño de la estructura y del sistema de regulación de rigidez, simulaciones del conjunto y pruebas en pista con el prototipo definitivo. Con esto se trata de aproximar el diseño y la concepción de la estructura con la realidad, tratando de entender la relación de la elasticidad del chasis con el buen comportamiento en la pista y realizando una comparativa de los resultados esperados con los resultados obtenidos.

Sumario

Resumen.....	1
Sumario.....	2
1. Glosario.....	3
2. Prefacio.....	5
2.1 Origen del proyecto	5
2.2 Motivación.....	5
2.3 Requisitos previos	6
3. Introducción.....	7
3.1 Objetivos del proyecto	7
3.2 Abasto del proyecto.....	7
4. La motocicleta de competición	8
4.1 Neumáticos	8
4.1.1 Determinación del coeficiente de fricción	10
4.2 Estudio de la geometría	13
4.2.1 Análisis de otros modelos.....	14
4.2.2 Cotas geométricas de la ER16	15
4.2.3 Geometría de masas	15
4.3 Dinámica de la motocicleta	21
4.3.1 Dinámica en línea recta.....	21
4.3.2 Estudio en curva.....	27
4.3.3 Modos vibratorios	31
5. Desarrollo del diseño	32
5.1 Chasis.....	32
5.1.1 Diseño.....	35
5.1.2 Simulación de la resistencia de la estructura.....	36
5.2 Desarrollo del sistema de reglaje de la rigidez.....	38
5.2.1 Situación de partida.....	38
5.2.2 Objetivos.....	38
5.2.3 Descripción del sistema de regulación de rigidez	38
5.2.4 Material y geometría de las placas.....	42
5.2.5 Análisis de rigidez	45
6. La moto en circuito.....	47
6.1 Comparativa sin/con placas.....	47
6.2 Simulación modal de la estructura multisólido	50
Conclusiones.....	54
Agradecimientos.....	55
Bibliografía	56
Referencias bibliográficas	56
Bibliografía complementaria.....	56

1. Glosario

Sistemas de Referencia:

123	Es una base fija a la referencia suelo, situando el origen en el punto de contacto de la rueda posterior con la motocicleta en posición vertical.
1'2'3'	Sistema auxiliar fijo al chasis del vehículo, que sitúa el origen de coordenadas en el anclaje de la rueda posterior con el basculante.

Nomenclatura:

K_L	rigidez lateral
K_F	rigidez longitudinal
K_T	rigidez torsional
p	batalla, distancia entre ejes
b	distancia horizontal desde el eje posterior al CdG
h	altura del suelo al CdG
R_f	Radio de la llanta frontal
R_r	Radio de la llanta posterior (usado como generico)
tf	radio del toro del neumático frontal
tr	radio del toro del neumático posterior
ε	angulo de la dirección
ϕ	inclinación de la moto desde la vertical
v	velocidad del CdG de la moto
ψ	velocidad angular de la moto
θ_f	velocidad angular propia de la rueda frontal
θ_r	velocidad angular propia de la rueda posterior
ρ_f	radio total de la rueda frontal
ρ_r	radio total de la rueda posterior
a	avance
an	avance norma
bn	avance trasero normal
Rn	Relacion entre avances normales
I_1	momento de inercia de la rueda en el eje 1
I_2	momento de inercia de la rueda en el eje 2
I_3	momento de inercia de la rueda en el eje 3
m	masa de la moto más el piloto
m_f	masa de la rueda frontal
m_r	masa de la rueda posterior
N_f	<i>Fuerza Normal frontal</i>
N_r	<i>Fuerza Normal trasera</i>
T_f	<i>Fuerza Tangencial frontal</i>
T_r	<i>Fuerza Tangencial trasera</i>

<i>Sf</i>	<i>Fuerza Longitudinal frontal</i>
<i>Sr</i>	<i>Fuerza Longitudinal trasera</i>
<i>Ff1</i>	<i>Fuerza de enlace frontal 1</i>
<i>Ff2</i>	<i>Fuerza de enlace frontal 2</i>
<i>Ff3</i>	<i>Fuerza de enlace frontal 3</i>
<i>Fr1</i>	<i>Fuerza de enlace trasero 1</i>
<i>Fr2</i>	<i>Fuerza de enlace trasero 2</i>
<i>Fr3</i>	<i>Fuerza de enlace trasero 3</i>
<i>Mf1</i>	<i>Momento de enlace frontal 1</i>
<i>Mf2</i>	<i>Momento de enlace frontal 2</i>
<i>Mf3</i>	<i>Momento de enlace frontal 3</i>
<i>Mr1</i>	<i>Momento de enlace trasero 1</i>
<i>Mr2</i>	<i>Momento de enlace trasero 2</i>
<i>Mr3</i>	<i>Momento de enlace trasero 3</i>

Vocabulario:

ETSEIB:	<i>Escola Tècnica superior d'enginyeria industrial de Barcelona</i>
MotoStudent:	Competición universitaria de ingeniería de motociclismo
ER16:	prototipo de la ETSEIB que participó en la IV edición de MotoStudent
Masa suspendida:	masa de un vehículo que queda por encima de la suspensión
Masa no suspendida:	masa que queda por debajo de la suspensión
Multisólido:	sistema dinámico compuesto por más de un sólido
MEF:	Método de los elementos finitos
Shell:	tipo de elemento 2D usado en el MEF
“Perder” una rueda:	llegar al límite de adherencia del neumático
Telemetría:	sistema de adquisición de datos
Tanda:	sesión de práctica en un circuito
Parte ciclo:	engloba chasis, basculante y suspensiones de un vehículo

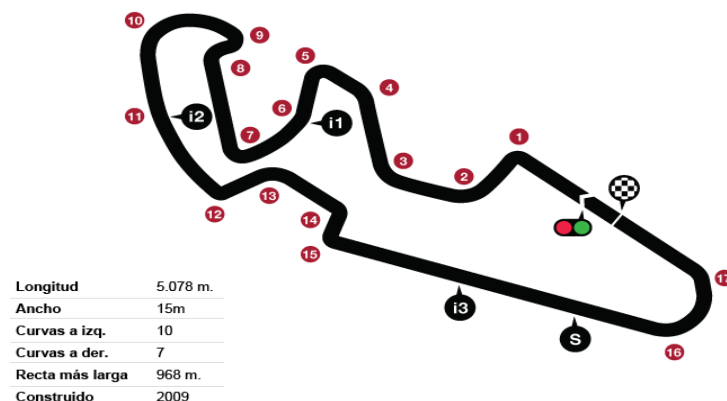


Figura 1.1. Circuito de Motorland con las curvas señaladas

2. Prefacio

2.1 Origen del proyecto

Entre los distintos proyectos de *Fet a l'ETSEIB*, se encuentra el equipo *ETSEIB Racing*, que participa en la competición *MotoStudent*. En el año 2016 participaron 54 universidades de 9 nacionalidades distintas, 35 en categoría petrol y 19 en categoría electric. En esta competición se debe diseñar y construir un prototipo de motocicleta de competición tipo Moto3, desarrollar un *business plan* de la producción de 600 unidades como la diseñada y competir con el prototipo en el circuito de Motorland. Para la categoría petrol se facilitaron los motores de combustión interna además de las llantas, las pinzas, los latiguillos y las bombas de los frenos delantero y posterior. En la parte de diseño se debe incluir una parte de innovación, que en el caso del equipo de la ETSEIB fue el sistema de regulación de la rigidez del chasis.



Figura 2.1. Los miembros del equipo ETSEIB Racing junto al prototipo ER16

Este proyecto trata de explicar la fase de diseño del chasis del prototipo, con la innovación desarrollada. También se incluyen conclusiones de la prueba del prototipo en pista y del funcionamiento del sistema de reglaje de la rigidez.

2.2 Motivación

El deporte del motociclismo siempre me ha apasionado, como espectador y como piloto. Creo que es realmente elegante ver como un piloto se descuelga rozando con el asfalto para tomar una curva, pero con la mirada fija en la salida de ésta. Creo además que existe una interacción del hombre con la máquina más intensa que en el mundo de las 4 ruedas. Más aun, en el motociclismo no existe una conducción óptima. En el mundial, pilotos con una conducción tan diferenciada como Márquez o Lorenzo pueden tener diferencias de milésimas en una vuelta. Esto para un ingeniero llega a ser un reto mayor, ya que se debe entender tanto al vehículo como al piloto.

Estos son los motivos que me empujaron a participar en el equipo *ETSEIB Racing*, en el que desarrollé las funciones de responsable del diseño del chasis. Esta participación no sólo da la oportunidad al alumno no sólo de enfrentarse a su primer reto real de ingeniería, sino que, para los apasionados del motociclismo como yo, une una afición con una vocación.



Figura 2.2. Disputa de la segunda plaza durante la carrera (ER16 con el dorsal 3 y Quartodilitro Padova con el dorsal 11)

Durante la IV Competición de MotoStudent los resultados del equipo de la ETSEIB fueron muy satisfactorios. La competición se compone de dos módulos: MS1, que valora el trabajo realizado, y MS2, en donde se prueban los prototipos en pista en diversas pruebas, entre ellas la carrera. El equipo de la universidad ganó MS1 y quedó segundo en MS2, ganando la competición en su recuento global.

2.3 Requisitos previos

Este proyecto abarca varias áreas de los estudios de los que se compone el Grado de Ingeniería en Tecnologías Industriales, de las cuales la Mecánica, tanto del Sólido Rígido, como de Medios Continuos, juega un importante rol. En el mundo de la automoción, la dinámica de la motocicleta es particularmente compleja, debido tanto a una geometría cambiante como a los distintos efectos mecánicos que tienen lugar, que además interactúan entre sí; es por eso que se ha requerido un estudio en profundidad de la teoría referente a ello.

Se ha requerido también un buen conocimiento de las herramientas virtuales utilizadas: software de simulación estructural por MEF, software de simulación modal por MEF, software de CAD y software de análisis de telemetría.

Como parte del estudio del sistema desarrollado, se han incluido también pruebas del mismo en pista. Para ello, junto a los distintos integrantes del equipo *ETSEIB Racing*, se ha precisado de conocimientos prácticos de mecánica de competición, además de una preparación previa del prototipo en taller.

3. Introducción

3.1 Objetivos del proyecto

Este trabajo expone el diseño de un sistema que permita regular la rigidez lateral del chasis de una motocicleta de competición. Se explica el diseño realizado, la ER16, y el funcionamiento de éste en pista. Con esto se pretende entender mejor la relación que hay entre los valores de elasticidad de la estructura y la dinámica del vehículo en pista.

En el trabajo se han reelaborado todos los cálculos realizados en la fase de diseño del prototipo, con los nuevos datos adquiridos en pista para obtener unos resultados más fiables. También se han vuelto a realizar todas las simulaciones con las nuevas condiciones. El objetivo de este trabajo no es sólo exponer el diseño realizado sino que pretende obtener resultados más fiables que permitan extraer una idea del comportamiento de la estructura de una motocicleta de competición más precisa.

3.2 Abasto del proyecto

Este proyecto pretende exponer las fases de diseño del sistema de regulación de la rigidez desarrollado para el prototipo ER16, explicando la dinámica del vehículo para entender la importancia de la rigidez lateral de la estructura. También se incluyen los datos obtenidos por el sistema de telemetría incorporado comparando dos pruebas con distintos valores de rigidez de la estructura.

Este sistema se diseñó tanto para el chasis como para el basculante, pero por desavenencias con un patrocinador sólo se pudo completar su desarrollo para el chasis. El estudio del efecto del sistema mencionado, a pesar de que su efecto hubiera sido amplificado de haberlo podido emplear también en el basculante, se centrará solo en el chasis de la estructura.

El hecho de disponer del prototipo fabricado permitía hacer pruebas sobre el mismo, como estudiar su comportamiento en pista con galgas extensiométricas o ubicar acelerómetros que permitiesen capturar las vibraciones que tenían lugar ajustando el prototipo a su mínima rigidez. Esto requería de un sistema de alta frecuencia de registro (mayor a 1000 Hz mínimo) para capturar la amplitud y la forma de esas oscilaciones con precisión. Como telemetría de la que se dotó al prototipo no funciona a frecuencias tan altas de muestreo, se descartó por el elevado coste de estos sistemas de adquisición de datos. La comparativa se realizó analizando las distintas fases de la curva más significativa para este fenómeno, analizando sensores de posición del gas, aceleración lateral y velocidad.

4. La motocicleta de competición

4.1 Neumáticos

Puede sorprender el hecho de hablar sobre los compuestos de las ruedas antes incluso de comentar la geometría de la moto, pero en realidad son éstos los que influyen en el resto de parámetros del vehículo y no al revés. Si se observa los avances de los últimos 15 años en materia de competición, se denota que los avances en los compuestos de las gomas son las que desencadenan el aprovechamiento de los avances en las demás áreas. Es justamente el aumento de la adherencia lo que permite aumentar la potencia útil de los motores¹, la potencia de frenada² y la inclinación de la moto en curva, que, como se verá, influyó enormemente en el desarrollo de chasis y basculante.

El neumático a su vez actúa como un sistema de suspensión previo a los sistemas regulables muelle-amortiguador. La rigidez de la carcasa de los neumáticos, tanto en la dirección radial como en la lateral, juega un importante rol en la dinámica de la motocicleta y resulta crítica para el paso por curva y en las fases de aceleración y deceleración. Es curioso observar que en competiciones tipo *clásicas* las motos utilizan gomas de gama media-baja; esto es debido a que su parte ciclo fue concebida con peores compuestos y, sobre todo, con rigideces de carcasa distintas a la de los modelos más modernos.

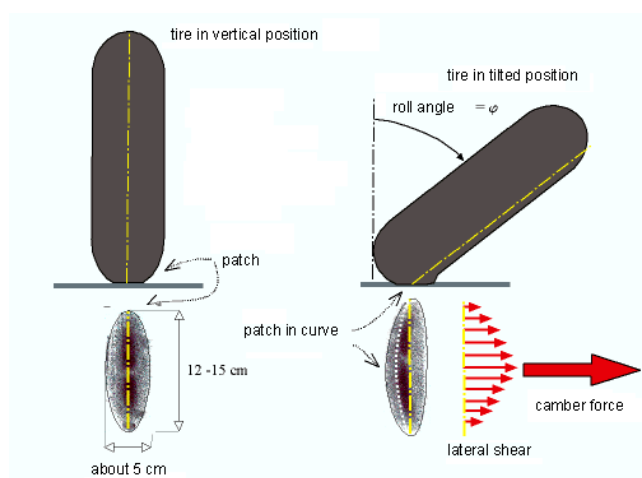


Figura 4.1. Neumático de motocicleta vertical y en curva [1]

Como puede observarse en la **Figura 4.1** el neumático al tomar una curva se deforma debido a los esfuerzos cortantes que permiten al vehículo tomar la curva. Esta deformación divide la huella del neumático en una zona de adherencia y una zona de deslizamiento que resultan en el desvío de la velocidad de la rueda en un determinado ángulo de deriva que puede llegar hasta los 15° antes de la pérdida de la zona de adherencia. Este comportamiento influye enormemente en el comportamiento dinámico del vehículo, sin embargo, debido a la complejidad de su modelización, se omitirán dichos efectos a lo largo de este trabajo.

Los neumáticos utilizados son del tipo *slick* (totalmente liso) en seco y tipo *wet* para lluvia. Estos son los que ofrecen mayores propiedades de agarre disponibles en el mercado. Los utilizados fueron de la marca *Dunlop*® con especificaciones 95/70 R17 para el delantero y 115/70 R17 para el trasero

¹ 190 kW aprox. en MotoGP

² 400 kW aprox. utilizando discos de carbono en MotoGP



Figura 4.2. Slicks tipo seco y tipo mojado

Las dimensiones de los neumáticos se definen con 3 parámetros: diámetro de la llanta (pulgadas), diámetro de ancho del perfil (mm) y relación entre anchura/altura del perfil (%). Estas cotas dibujan una elipse que modela el perfil del neumático y que es revolucionada alrededor del eje de la rueda formando un toroide elíptico que simplifica su forma.

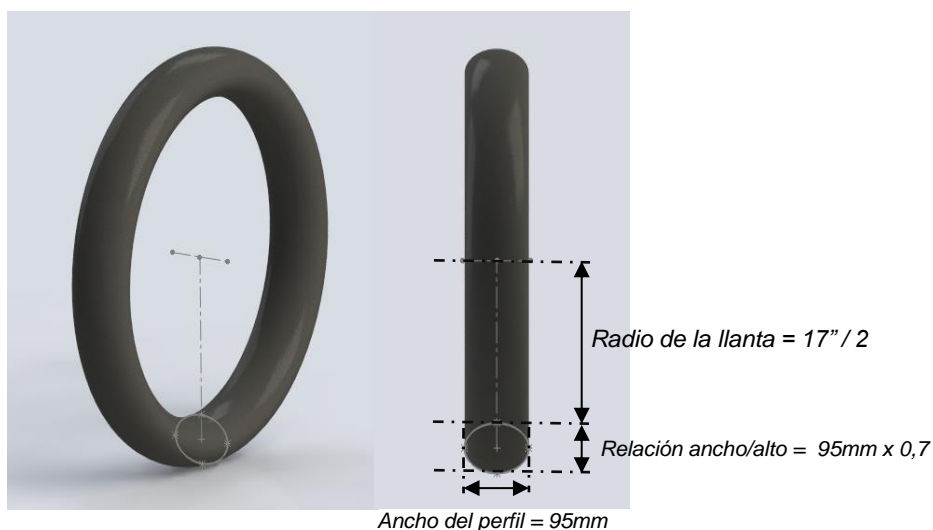


Figura 4.3. Cotas del neumático delantero idealizado

Neumáticos				
Delantero – 95/70 R17				
Diámetro	pulgadas	17	Radio	282,4 mm
Perfil	mm	95	Radio ancho	47,5 mm
d_h/d_a	%	70	Radio alto	33,25 mm
Posterior – 115/70 R17				
Diámetro	pulgadas	17	Radio	296,4 mm
Perfil	mm	115	Radio ancho	57,5 mm
d_h/d_a	%	70	Radio alto	40,25 mm

Tabla 4.1. Geometría de los neumáticos

4.1.1 Determinación del coeficiente de fricción

La ley de fricción seca de Coulomb no se ajusta con precisión a la realidad de un neumático de competición; son mucho más precisas las ecuaciones de la *Magic Formula* de Pacejka. Ésta tiene en cuenta la deformabilidad del neumático, los ángulos de deriva y la distribución de esfuerzos cortantes en su huella. Sin embargo, teniendo en cuenta que este trabajo no pretende estudiar el complejo comportamiento de los neumáticos, la fricción seca de Coulomb es una buena aproximación.

Se suele simplificar la fricción de un neumático mediante una elipse de fricción³, similar a la forma de la huella del neumático, que determina la fuerza máxima aplicada en dirección longitudinal (x) y transversal (y) como se ve en la *Figura 1*. Los fabricantes son muy celosos con la información de sus productos, con lo que se deberán determinar estos coeficientes con pruebas sobre el modelo real. Ello se realizará mediante la recogida de datos del sistema de telemetría incorporado en la motocicleta⁴, que incorpora el cálculo de las aceleraciones lateral y longitudinal mediante GPS⁵. Los datos que se analizarán corresponden a la vuelta rápida de la *ER16* en el circuito de Motorland durante la carrera de MotoStudent.

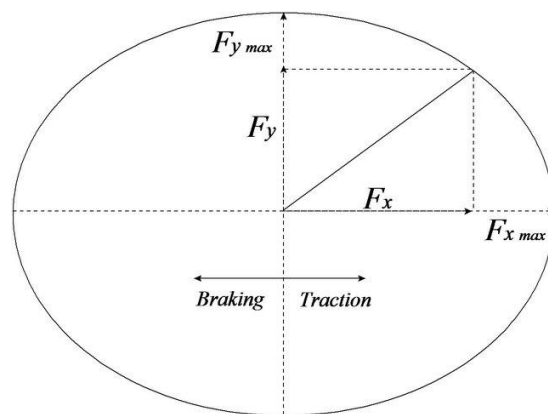


Figura 4.4. Elipse de fricción

Debido a que longitudinalmente con la moto en vertical siempre se llega al límite de vuelco antes que al límite de derrape, se calculará un único coeficiente de fricción mediante la aceleración lateral. Se asumirá que este es el límite de fricción del neumático en cualquier dirección. Hay que tener en cuenta que con los datos de telemetría no se obtendrá el límite de fricción real del neumático, ya que no se analizará ninguna situación en la que el piloto derrape; aun así, el valor obtenido es un valor mínimo al que puede llegar la fricción del neumático ya que, en la situación analizada, transversalmente aún se garantizaba el enlace de la rueda con el suelo.

³ En neumáticos de motocicleta la fuerza transversal disponible suele ser mayor que la longitudinal

⁴ Sistema Mychron5 de AIM

⁵ El sistema de cálculo de aceleración se realiza triangulando la posición y calculando el cambio de velocidad del vehículo mediante 17 satélites, operando a una frecuencia de 20 Hz

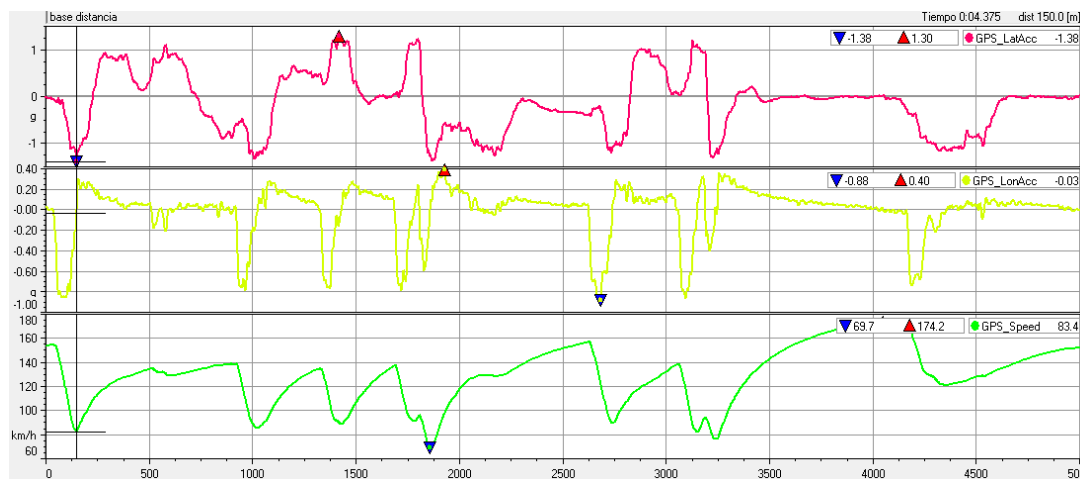


Figura 4.5. Gráficos de los datos recogidos, señales de la aceleración lateral, la longitudinal y la velocidad

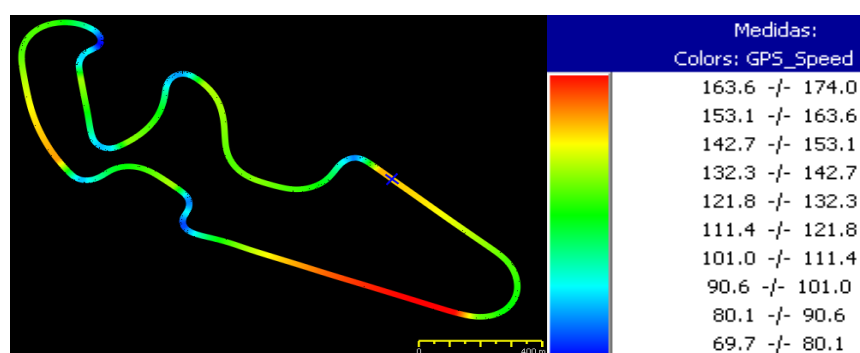


Figura 4.6. Representación de la velocidad en la trazada

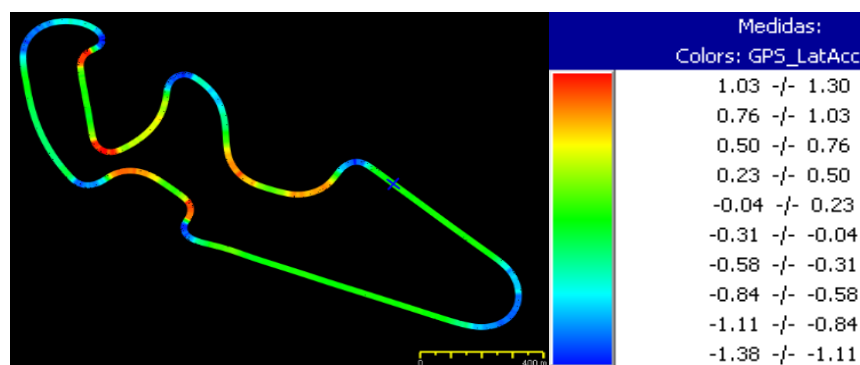


Figura 4.7. Representación de la aceleración lateral en la trazada

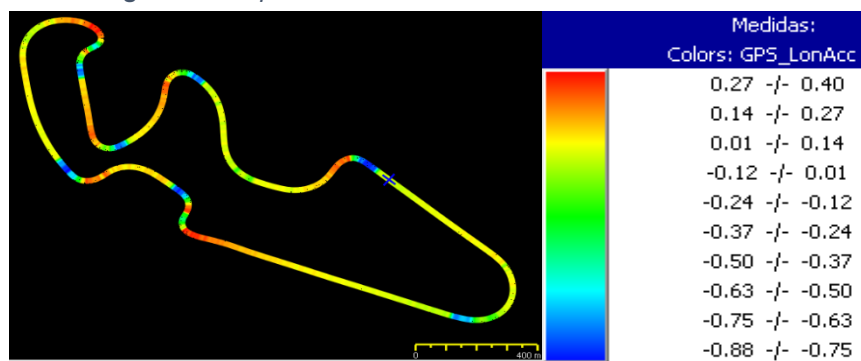


Figura 4.8. Representación de la aceleración longitudinal en la trazada

Como se puede ver en los anteriores gráficos, la máxima aceleración lateral es en la curva número 7 y alcanza un módulo de 1,38 g, es decir de 13,55 m/s². Si se simplifica el modelo asumiendo igual distribución de carga delante y detrás, se desprecia el ángulo de giro del manillar, se asumen ambas ruedas iguales y se desprecia la derivada del momento cinético, analizando un único neumático con el equivalente de masa posterior, se obtienen las siguientes conclusiones:

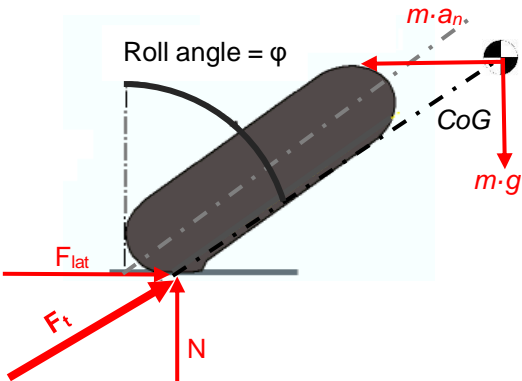


Figura 4.9. Modelo simplificado [1]

<i>t=0:04.375</i>	Valor	S.I.
Velocidad	83,4 km/h	23,2 m/s
Acc. Lat.	1,38 g	13,6 m/s ²
Acc. Long.	0,03 g	≈ 0 m/s ²

Tabla 4.2. Valores en la máxima aceleración lateral

$$\mu = \frac{F_{lat}}{N} = 1,38 \approx 1,4$$

[Ec. 1]

$$\varphi = \tan^{-1} \left(\frac{F_{lat}}{N} \right) = \tan^{-1} 1,38 \approx 55^{\circ}$$

[Ec. 2]

Nótese que el ángulo φ corresponde a la inclinación del conjunto moto-piloto despreciando el desvío por el momento cinético, provocado por el giro y precesión de las ruedas. Se trata de una simplificación importante de la realidad que se considera válida para obtener una aproximación rápida de los parámetros de inclinación y fricción.

4.2 Estudio de la geometría

Los parámetros geométricos de una motocicleta son los que más diferencian el uso que se le va a dar a ésta. Éstos definen tanto su comportamiento dinámico como el pilotaje que se requerirá. Especialmente en competición, donde se procura llevar al vehículo al máximo aprovechamiento de sus prestaciones, es donde se deben considerar con más precisión puesto que un cambio de milímetros en una cota puede tener efectos tremendamente adversos en su funcionamiento. A continuación se explicará la influencia que tiene cada uno en la dinámica en pista. Nótese que muchos de los parámetros interaccionan entre sí, con lo que no pueden ser considerados por separado, sino que un cambio en alguno de ellos debe ir acompañado de una compensación en otros.

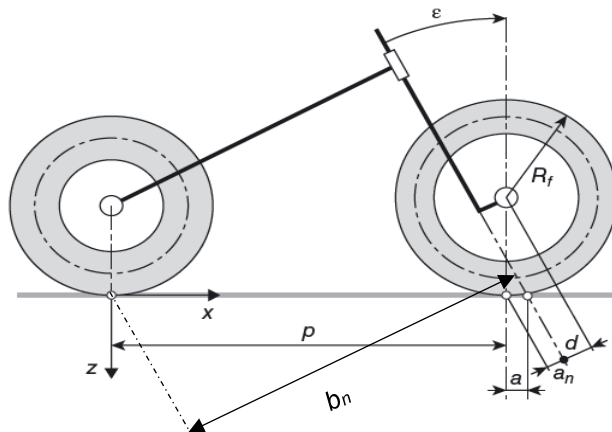


Figura 4.10. Geometría de la motocicleta

- **Batalla (p):**

En motos de competición se buscan distancias entre ejes muy cortas. Ello beneficia a la transferencia de carga que resulta en una mayor tracción de la rueda posterior en aceleración y de la delantera en frenada. La adherencia del neumático, además, es muy dependiente de su temperatura, con lo que una transferencia de carga mayor aumenta la deformación que sufren las gomas y permite que éste trabaje a mayor temperatura aumentando así su adherencia en pista.

Batallas cortas permiten un paso por curva más rápido gracias, en parte, a que los puntos de contacto con el suelo se encuentran más próximos entre sí, lo que permite menores ángulos de giro de la rueda frontal para una misma curva. Por otro lado, el hecho de que la moto sea más compacta, reduce su masa y su inercia (especialmente en los ejes de cabeceo y guiñada).

- **Ángulo de ataque (ε):**

Es el ángulo que forma el eje de dirección con la vertical, que en sistemas de suspensión delantera con horquilla telescópica coincide con el ángulo de las botellas. El ángulo de ataque se relaciona con la batalla e influye, junto con el *offset*, en el avance. En general en motos de competición se busca un ángulo de dirección mínimo para compactar la batalla. Su valor viene limitado por la posible colisión de la rueda frontal con el radiador y/o el tubo de escape debido a su elevado desplazamiento en máxima compresión de la suspensión.

- **Offset (d):**

Se trata de la distancia a la que se encuentra desplazado el eje de la rueda respecto al eje de dirección. En suspensiones convencionales ésta viene dada por las tijas, que son el elemento de unión entre la pipa de dirección y las botellas de la horquilla. Se suele usar este parámetro como reglaje para modificar el avance.

- **Avance (a):**

Es uno de los parámetros más importantes para el comportamiento del vehículo. Se mide como la distancia horizontal desde el punto de contacto de la rueda con el suelo al eje de dirección; está definida por ε y d .

El avance es el causante del momento de auto alineamiento de la rueda directriz cuando la dirección de esta no coincide con la dirección de la velocidad del vehículo. Por este motivo el avance es determinante para estabilidad de la motocicleta en línea recta y, en general, es mayor cuanto más velocidad es capaz de alcanzar el vehículo. Resulta evidente que siempre es un valor positivo ya que con valores negativos la moto pasaría a ser inestable.

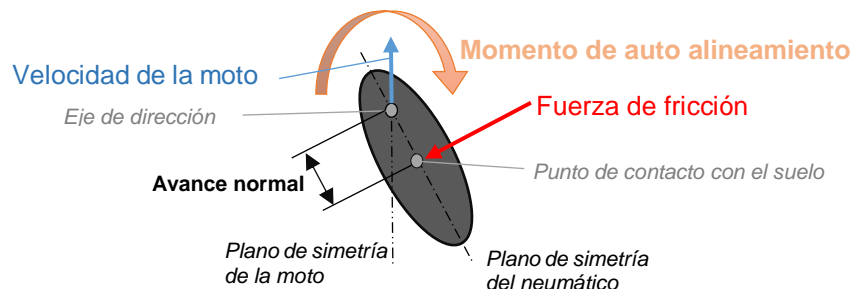


Figura 4.11. Representación del momento de auto alineamiento generado por el avance

En competición, sin embargo, se requieren motocicletas ágiles con lo que los valores de avance (a) son inferiores a los modelos comerciales; la estabilidad se opone a la maniobrabilidad de una motocicleta. Se suele hablar de *avance normal* (a_n), que es la proyección del avance sobre el plano perpendicular al eje de dirección ya que el momento de alineamiento es directamente proporcional a ésta proyección.

4.2.1 Análisis de otros modelos

Con el fin de establecer las geometrías iniciales de diseño en base a los modelos actualmente empleados en competición, se realizó un estudio comparativo de las medidas básicas de diferentes motocicletas del sector. Se creyó conveniente estudiar dos modelos enfocados totalmente a la competición, la Moriwaki MD250 y la Honda NSF 250 R; así como la CBR 250 R, enfocada al uso por carretera. Debido a que el prototipo ER16 es una motocicleta de competición, se trata de ajustar sus dimensiones a las dos primeras con el fin de obtener un óptimo comportamiento en circuito. La tabla 3, que se muestra a continuación, resume las dimensiones básicas de cada una de ellas.

Característica	Moriwaki MD250	Honda NSF250R	Honda CBR 250 R
Largo (mm)	1830	1809	2030
Ancho (mm)	560	560	710
Alto (mm)	1050	1037	1127
Distancia entre ejes (mm)	1230	1219	1369
Distancia libre al suelo (mm)	120	107	142
Altura del asiento (mm)	-	729	784
Peso en seco (kg)	-	84	162
avance (mm)	122	84	95
Angulo de lanzamiento (°)	24,5	22,5	25
Capacidad de combustible (l)	7	11	13

Tabla 4.3 Medidas básicas de diferentes motocicletas

4.2.2 Cotas geométricas de la ER16

En la siguiente tabla se detallan todas las cotas que definen la motocicleta desarrollada. En ella se encuentran los valores estándar para motos de competición y los de la *ER16*. Se puede observar en la columna *Medida* los valores definidos (en naranja claro) y los valores dependientes (en naranja oscuro).

Se ha definido también el índice de relación entre avance normal [a_n] y avance trasero normal [b_n]. El avance trasero normal es la proyección de la batalla en la misma dirección del avance normal. Este índice permite conocer de manera más precisa la correcta interacción entre tren delantero y trasero que tanta influencia tiene en el comportamiento de la moto.

Cotas geométricas de la ER16				
Parámetro	Símbolo	Unidades	Valores estándar	Medida
Batalla	p	mm	1100-1400	1220
Offset	d	mm	0-40	30
Ángulo de ataque	ϵ	º	21-25	23
Radio de la rueda trasera	R_r	mm	-	296,40
Radio de la rueda delantera	R_f	mm	-	282,40
Radio de anchura del neumático trasero	t_r	mm	-	57,50
Radio de anchura del neumático delantero	t_f	mm	-	47,50
Radio del centro del toro trasero	ρ_r	mm	-	238,90
Radio del centro del toro delantero	ρ_f	mm	-	234,90
Avance normal	a_n	mm	70-100	80,34
Avance	a	mm	75-110	87,28
Avance trasero normal	b_n	mm	1100-1400	1203,36
Relación entre avances normales	R_n	%	6-7	6,68

Tabla 4.4. Cotas y parámetros de la ER16

4.2.3 Geometría de masas

4.2.3.1 Centro de gravedad

Durante la fase de diseño el cálculo del centro de masa se realizó mediante el software de CAD *SolidWorks®*. Ello se hizo con un ensamblaje de todas las piezas a excepción de las pinzas de freno y la tornillería. La base usada XYZ fue siguiente

- Eje x: dirección longitudinal de la moto, siendo el sentido positivo el vector que va del punto de contacto de la rueda trasera con el suelo hasta la rueda delantera.
- Eje z: eje perpendicular al suelo, con sentido positivo el vector que apunta hacia arriba
- Eje y: eje perpendicular al plano xz, con el sentido necesario para que formen una base directa.
- Origen de coordenadas: el punto de contacto de la rueda trasera con el suelo.



Figura 4.12. Prototipo ER16 con el eje de coordenadas utilizado

Propiedades de masa de ER16
Sistema de coordenadas: XYZ
Masa = 81322.28 gramos
Centro de masa: (milímetros)
X = 659.92
Y = -1.20
Z = 470.78

Figura 4.13. Cálculo del Centro de masas por el software en base XYZ

Debe tenerse en cuenta que el peso en CAD (81,32 kg) no incluía la tornillería (10 kg) y el cableado (4 kg) con lo que el total sería 95 kg. En la base XYZ esto resultaría:

Masa [kg]	X CoG [mm]	Y CoG [mm]	Z CoG [mm]
95	660	1	471

Tabla 4.5. Posición del CdG mediante CAD

La **Tabla 4.6**, expuesta a continuación, resume todos los componentes pesados y las coordenadas de su centro de gravedad aproximadas.

Pieza	Masa [kg]	X CoG [mm]	Y CoG [mm]	Z CoG [mm]
Llanta trasera	2,95	0,00	0,00	300,00
Neumático trasero	3,90	0,00	0,00	300,00
Disco de freno trasero	0,35	0,00	0,00	300,00
Basculante	2,30	240,50	0,00	355,50
Amortiguador	1,24	385,00	0,00	417,00
Chasis	8,29	714,40	0,00	605,60
Motor y cableado	37,02	699,30	0,00	464,80
Depósito	1,96	508,00	0,00	810,00
Horquillas	7,90	1115,10	0,00	599,50
Llanta delantera	2,45	1220,00	0,00	300,00
Neumático delantero	2,73	1220,00	0,00	300,00
Disco de freno delantero	1,03	1220,00	-78,6,	300,00
Radiador	0,90	931,50	0,00	612,90
Tubo de escape	2,32	350,00	110,00	86,90
Plato	0,26	0,00	0,00	300,00
Pinza de freno delantera	0,95	1048,90	-78,60	341,50
Pinza de freno trasera	0,50	-20,00	108,00	205,00
Tija superior	0,29	961,00	0,00	884,00
Tija inferior	0,39	1040,00	0,00	712,00
Semi-manillares	0,54	960,00	0,00	830,00
Cadena	0,83	192,00	0,00	332,00
Piñón	0,12	526,00	87,00	439,00
Airbox	1,05	680,00	0,00	750,00
Carenado Superior	2,59	1059,00	0,00	631,00
Quilla	0,94	616,00	0,00	302,00
Colín	1,68	208,00	0,00	737,00
Cubre deposito	0,49	588,00	0,00	835,00
Tornillería, soportes y ejes	10,00	-	-	-

Tabla 4.6 Masa y situación espacial de los componentes principales de la motocicleta.

Finalmente, el prototipo definitivo fabricado, se ha pesado con dos básculas para saber la desviación que tenía con el cálculo realizado mediante CAD. Se conoce la distancia X con el peso sobre cada rueda y mediante la **Ecuación 3** se calcula la altura del centro de gravedad elevando la rueda delantera a una altura H. Se han obtenido los siguientes resultados. [1]

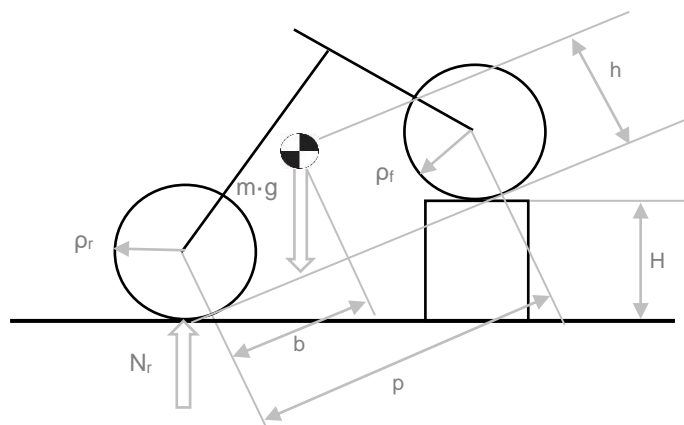


Figura 4.14. Cálculo de la altura del centro de gravedad

$$h = \left(\frac{N_r \cdot p}{m \cdot g} - (p - b) \right) \cdot \cot \left(\sin^{-1} \frac{H}{p} \right) + \frac{\rho_r + \rho_f}{2} \quad [\text{Ec. 3}] \quad [1]$$

Masa ⁶ [kg]	X CoG [mm]	Y CoG [mm]	Z CoG [mm]
96,5	686	0	475

Tabla 4.7 Centro de masas real de la ER16

4.2.3.2 Estudio ergonómico del piloto

Con el fin de realizar un diseño en el que el piloto se sintiera cómodo encima de la motocicleta, se llevó a cabo un estudio ergonómico. Esto también sirvió para determinar el centro de gravedad del piloto en la moto, ya que éste influye enormemente en la dinámica. Se determinó en dos posiciones, con la moto vertical y él completamente acoplado dentro del carenado y con la moto en curva y el piloto descolgado hacia el interior de ésta.

Para el caso en vertical se realizó un croquis de las dimensiones básicas de un piloto de estatura media. Posteriormente se dibujó este perfil en un programa de CAD para obtener una visión en 2D del conjunto simple moto-piloto. Una vez hecho esto, se diseñó el piloto en 3D y se acopló a los diseños de la motocicleta realizados hasta el momento. [7]

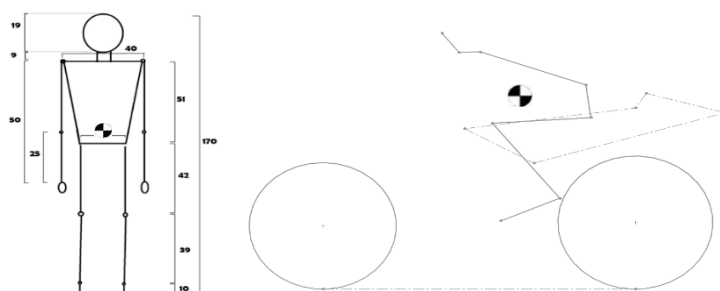


Figura 4.15. Croquis de las dimensiones del piloto (izquierda) y del conjunto moto piloto (derecha) en 2D

⁶ Se trata de la masa en seco del vehículo; a éste se le tienen que añadir el peso de 6 L de gasolina (4,5 kg), 1,5 L de aceite (1 kg) y agua del circuito refrigerante (1 kg); en total 103 kg.

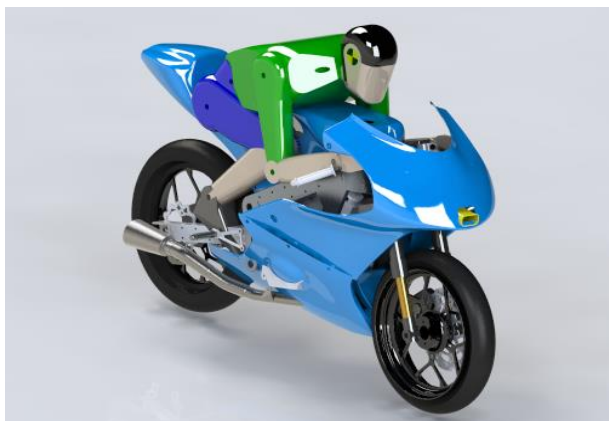


Figura 4.16. Renderizado de la motocicleta con el dummy acoplado

Para determinar la posición del centro de gravedad del piloto, se hizo con un *dummy* simulando el piloto mediante el software. Sin embargo la aproximación de su posición en curva, se realizó con el cambio de posición de su cuerpo descolgado simulando que se trazaba una curva hacia la izquierda y asumiendo simetría para la derecha.

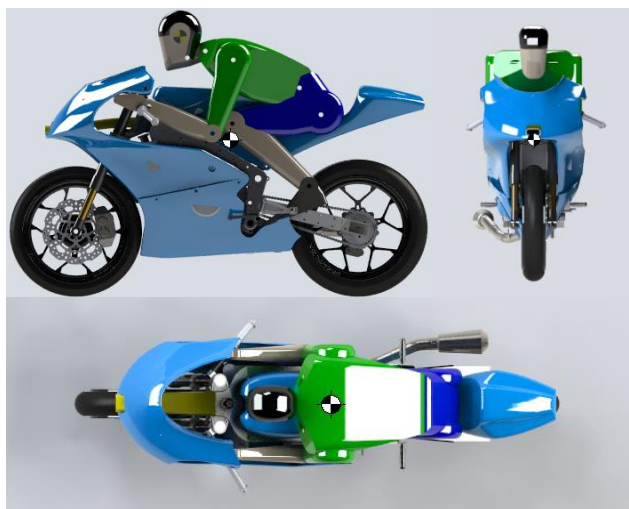


Figura 4.17. Estudio de ergonomía con el CdG señalado

Pesos totales calculados

	Massa ⁷ [kg]	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
Moto	103	686	0	461
moto en seco	96	-	-	-
líquidos	7	-	-	-
Piloto acoplado	85	437	0	879
piloto	78	-	-	-
mono y casco	8	-	-	-
CdG Total recta	188	573	0	650
Piloto descolgado	85	480	205	810
CdG Total curva	188	593	93	619

Tabla 4.8. Tabla de pesos calculados

⁷ Incluyendo gasolina, aceite y agua en la moto e incluyendo casco y mono en el piloto

4.2.3.3 Inercia del vehículo

Existen métodos de cálculo para los momentos de inercia, que consisten en dejar oscilar el vehículo como un péndulo, midiendo los periodos de oscilación, que dependen de la longitud de la cuerda y de la inercia del cuerpo oscilante. Esto sin embargo plantea dos problemas, el primero se produce a la hora de determinar los productos de inercia si no se hace oscilar en sus direcciones principales y el segundo porque no es nada fácil hacer oscilar una masa de 100 kg en diferentes direcciones. Por lo tanto se ha procedido a un análisis gráfico mediante software CAD.

Como se puede ver se han tenido en cuenta todos los elementos menos la tornillería y los líquidos para la moto y en el piloto se prescinde del peso del mono y el casco.

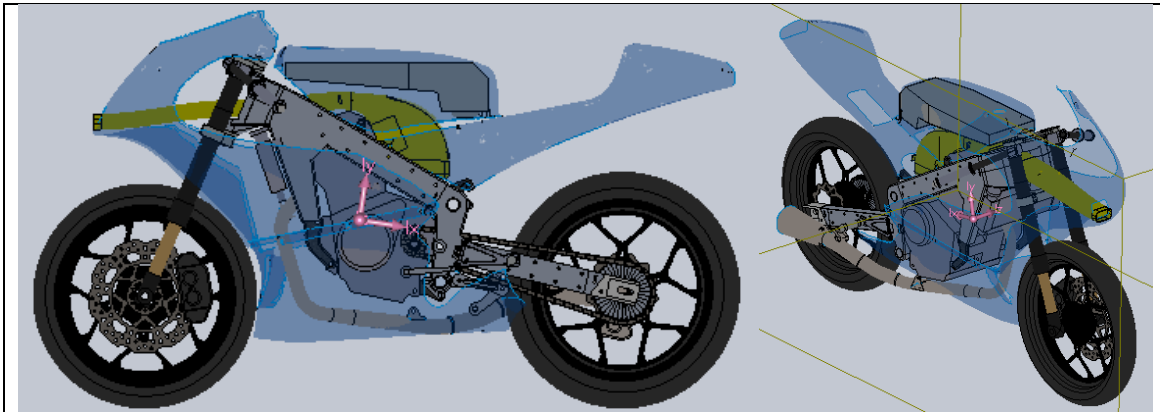


Figura 4.18. Base de las direcciones principales de inercia de la moto

Masa = 81322.28 gramos

Centro de masa: (milímetros)

X = 659.92

Y = -1.20

Z = 470.78

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)

Medido desde el centro de masa.

$I_x = (-0.99, -0.01, -0.16)$ $P_x = 3044510267.30$

$I_y = (-0.16, -0.02, 0.99)$ $P_y = 10599981369.12$

$I_z = (-0.01, 1.00, 0.02)$ $P_z = 12651278939.29$

Momentos de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)

Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de resultados.

$L_{xx} = 3241294290.23$ $L_{xy} = 64365279.81$ $L_{xz} = 1202360363.90$

$L_{yx} = 64365279.81$ $L_{yy} = 12649996948.23$ $L_{yz} = -33750407.08$

$L_{zx} = 1202360363.90$ $L_{zy} = -33750407.08$ $L_{zz} = 10404479337.25$

Figura 4.19. Resumen de las propiedades de masa de la moto en ejes principales junto a sus versores y en la base XYZ.

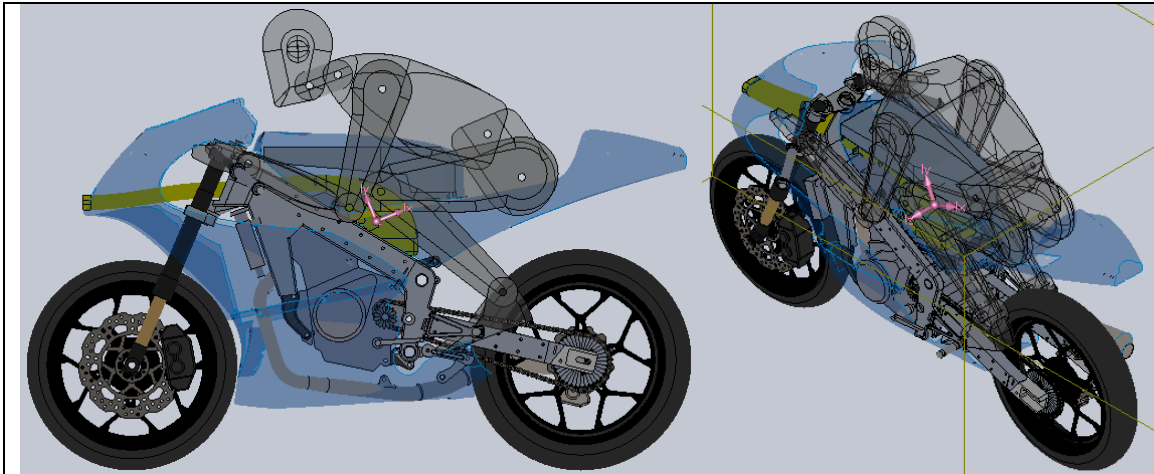


Figura 4.20. Base de las DPI del conjunto moto+piloto

Masa = 159164.03 gramos

Centro de masa: (milímetros)

X = 550.72

Y = -0.60

Z = 672.59

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)

Medido desde el centro de masa.

$I_x = (-0.94, 0.00, 0.35)$ $P_x = 12506857028.21$

$I_y = (0.35, 0.00, 0.94)$ $P_y = 16595956435.19$

$I_z = (0.00, 1.00, 0.00)$ $P_z = 26179982722.14$

Momentos de inercia: (gramos * milímetros cuadrados)

Obtenidos en el centro de masa y alineados con el sistema de coordenadas de resultados.

$L_{xx} = 13020642438.35$ $L_{xy} = 54475812.48$ $L_{xz} = -1355037941.96$

$L_{yx} = 54475812.48$ $L_{yy} = 26179749943.50$ $L_{yz} = -14114907.60$

$L_{zx} = -1355037941.96$ $L_{zy} = -14114907.60$ $L_{zz} = 16082403803.70$

Figura 4.21. Resumen de las propiedades de masa de la moto con el piloto acoplado en ejes principales junto a sus versores y en la base XYZ.

4.3 Dinámica de la motocicleta

Para el dimensionamiento del chasis, es necesario conocer la dinámica del vehículo estudiado. Además, para el correcto entendimiento de cómo opera dicha estructura se realizarán los estudios de las fases más importantes: frenada, aceleración y paso por curva a velocidad constante.

Otras dos fases muy importantes en la dinámica de la motocicleta son la entrada en la curva, donde el piloto sigue frenando mientras inclina la moto y se descuelga hacia el interior, y la salida de curva, donde el piloto acelera mientras recupera la posición vertical de la moto y él se recoloca dentro del carenado. Además de tratarse de un sistema de ecuaciones diferenciales no lineales, el cálculo de estas fases resulta muy laborioso ya que según se aplican los momentos de giro del manillar y de inclinación del vehículo, al ser estos perpendiculares al giro de las ruedas, la derivada del momento cinético obliga al sistema a adquirir varios momentos de precesión que no deben ser ignorados. Debido a la dificultad de estudio estos últimos casos se dejan fuera del abasto de este proyecto.

Una vez calculado el Centro de Gravedad (CoG), es necesario saber cómo afectará la posición de éste en el comportamiento de la moto en condiciones dinámicas. Para conocer este comportamiento, se ha realizado un estudio dinámico del conjunto motocicleta más piloto. De esta forma se puede también concluir si la posición del CoG es suficientemente buena.

4.3.1 Dinámica en línea recta

Para realizar los cálculos se han supuesto las siguientes hipótesis:

- Carretera sin pendiente, baches ni otras irregularidades.
- Fuerza de resistencia a la rodadura despreciable.
- Fuerza aerodinámicas despreciables.
- La deformación de los neumáticos es despreciable.
- La potencia del motor o los frenos no limita la aceleración máxima.
- La posición del piloto es constante, acoplado dentro del carenado.
- Los valores considerados para la *ER16*, son los siguientes:

$p = 1220 \text{ mm}$	$b = 573 \text{ mm}$	$h = 650 \text{ mm}$	$m = m_{\text{piloto}} + m_{\text{moto}} = 85 + 103 = 188 \text{ kg}$	$\mu = 1,4$
-----------------------	----------------------	----------------------	---	-------------

Tabla 4.9 Valores de los parámetros analizados

A continuación, se estudian distintas hipótesis en las que se podría producir la deceleración y la aceleración máxima, para posteriormente estudiar los resultados y evaluar cuál es el caso que mejor representa la situación real.

4.3.1.1 Estudio en frenada

La frenada en motos de competición es más compleja de lo que parece. Debido a la alta adherencia de los neumáticos la moto siempre vuelca antes de derrapar, sin embargo la frenada ocurre desde antes de entrar en la curva hasta momentos antes de llegar a la mitad de ésta. Es por este motivo es frecuente que los pilotos pierdan el tren delantero y caigan en las fases de frenada. Además, dependiendo del pilotaje de cada piloto, el freno trasero puede no tener utilidad, o bien ser determinante para las fases de entrada en la curva. A pesar de ello, se considerará únicamente la frenada con la moto en vertical, frenando sólo con el freno delantero. Lo interesante es determinar los esfuerzos a los que someteremos el chasis para su dimensionado, ya que es en esta fase donde más críticos son.

Dinámicamente se plantean solamente dos hipótesis frenando sólo con la rueda delantera: 1) la motocicleta no pierde contacto en la parte trasera y llega al límite de tracción (derrapa) y 2) la motocicleta vuelca antes de derrapar. En ambos casos se considera que la aceleración angular de vuelco es cero.

Hipótesis 1: Frenada limitada por tracción

S_f : fuerza frenada delantera

S_r : fuerza de frenada trasera (≈ 0)

N_f : normal delantera

N_r : normal trasera

h : distancia vertical del suelo al CdG

p : batalla de la moto

b : distancia horizontal desde el punto de contacto trasero al CdG

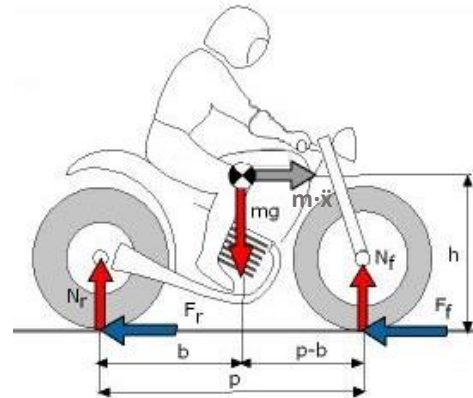


Figura 4.22. Diagrama de fuerzas en frenada

$$\text{TCM:} \quad \sum F_{\text{ext}} = m \cdot a(G) \quad [\text{Ec. 4}]$$

$$S_f = m \cdot \ddot{x} \quad [\text{Ec. 5}]$$

$$-m \cdot g + N_f + N_r = m \cdot \ddot{y} = 0 \quad [\text{Ec. 6}]$$

$$\text{TMC:} \quad \sum M_{\text{ext}}(G) = \dot{\vec{GK}} = I_3 \cdot \alpha \quad [\text{Ec. 7}]$$

$$S_f \cdot h - N_f \cdot (p - b) + N_r \cdot b = 0 \quad [\text{Ec. 8}]$$

Se necesita una cuarta ecuación: $S_f = \mu \cdot N_f \quad [\text{Ec. 9}]$

Del sistema resulta: $N_f = mg \cdot \frac{b}{p - \mu \cdot h} \quad [\text{Ec. 10}]$

$$N_r = mg \cdot \left[1 - \frac{b}{p - \mu \cdot h} \right] \quad [\text{Ec. 11}]$$

De esta se concluye que cuando $(p - \mu \cdot h) > b$, N_r es negativa.

Así pues, con los parámetros de la ER16 resulta una normal trasera negativa, es decir que la hipótesis es incorrecta pues el suelo nunca aplicará una fuerza en dirección -1.

Hipótesis 2: Frenada limitada por vuelco

TCM:

$$S_f = m \cdot \ddot{x} \quad [\text{Ec. 12}]$$

$$-m \cdot g + N_f = 0 \quad [\text{Ec. 13}]$$

TMC:

$$S_f \cdot h - N_f \cdot (p - b) = 0 \quad [\text{Ec. 14}]$$

Del estudio resultan las siguientes fuerzas y aceleraciones:

$S_f = 1835,77 \text{ N}$	$N_f = 1844,28 \text{ N}$	$\ddot{x} = 9,76 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
---------------------------	---------------------------	---

4.3.1.2 Estudio de aceleración

De manera análoga al estudio de frenada, se realizarán dos hipótesis: la primera considerando que la rueda derrapa antes de levantar la rueda frontal y la segunda considerando que el límite de fricción es suficiente para que el par aplicado por la rueda posterior levante la rueda frontal produciendo el efecto conocido como *wheelie*.

Hipótesis 1: Aceleración limitada por tracción.

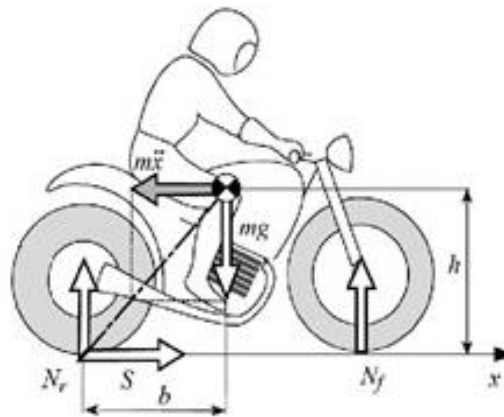


Figura 4.23. Diagrama de esfuerzos durante la aceleración en parado

Según se desprende de la imagen anterior, planteando el TCM:

- Sumatorio de fuerzas horizontales:

$$S_r - m \cdot \ddot{x} = 0 \quad [\text{Ec. 15}]$$

En este supuesto se conoce también que la fuerza de tracción será inferior, o como máximo igual, a la fuerza máxima obtenida del producto del coeficiente de tracción ($\mu_p=1,4$) y la reacción vertical en la rueda trasera (N_r).

Entonces, utilizando:

$$N_r = m \cdot g \cdot \frac{p-b}{p} + S_r \cdot \frac{h}{p} \quad [\text{Ec. 16}]$$

Se obtiene que:

$$\ddot{x} \leq \frac{\mu \cdot g \cdot \frac{p-b}{p}}{1 - \mu \cdot \frac{h}{p}} - \frac{F_D}{m} \quad [\text{Ec. 17}]$$

Análogamente a la frenada, la fuerza normal delantera coge signo negativo por lo que, con esta adherencia⁸ de neumático, la rueda delantera siempre se levantará antes de que la trasera derrape.

⁸ Para la ER16 el límite de fricción para que pueda generarse deslizamiento es 0,9.

Hipótesis 2: Aceleración limitada por *Wheeling*.

La situación límite debida al levantamiento de la rueda delantera, como ya se ha mencionado anteriormente, se conoce como *wheeling*. Este supuesto tiene lugar cuando la reacción debida al peso que aparece en el contacto de la rueda delantera con el suelo tiende a ser nula.

Esta situación impone la siguiente igualdad:

$$N_r = m \cdot g = S \cdot \frac{h}{b} = 1844,28 \text{ N} \quad [\text{Ec. 18}]$$

De dónde obtenemos:

$$\ddot{x} \leq g \cdot \frac{b}{h} - \frac{F_D}{m} \quad [\text{Ec. 19}]$$

Según se desprende de esta ecuación, conforme mayor sea F_D menor será la aceleración. Sabiendo que F_D es proporcional a la velocidad (V), a menor velocidad, menor será la aceleración límite. Por esta razón, igual que en la situación límite anteriormente estudiada, se considerará F_D nula al considerarse que la máxima aceleración sucederá en el momento de inicio del movimiento.

Entonces:

$S_r = 1625,80 \text{ N}$	$N_r = 1844,28 \text{ N}$	$\ddot{x} = 8,65 \text{ m/s}^2$
---------------------------	---------------------------	---------------------------------

Como se puede observar en la **Figura 4.24** la máxima aceleración horizontal ocurre en la salida de la carrera y es inferior, como es lógico, por limitaciones del motor.

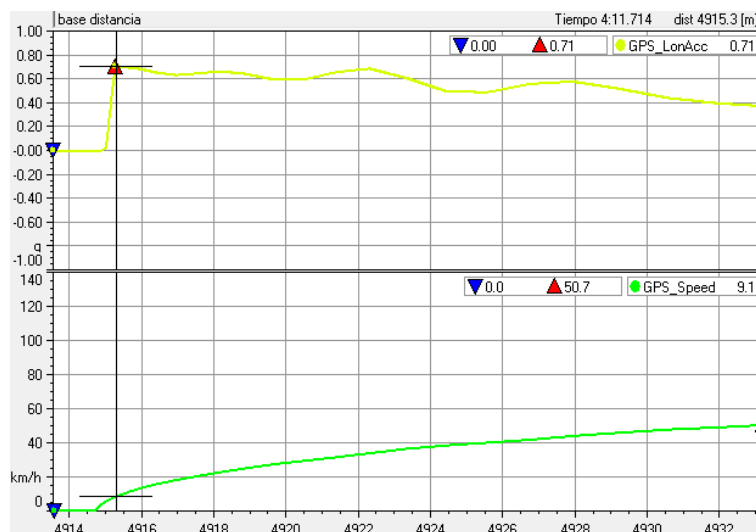


Figura 4.24. Máxima aceleración longitudinal en salida

4.3.1.2.1 Squat

Cuando se abre gas y la motocicleta acelera la suspensión trasera y, en consecuencia el basculante, puede tener comportamientos diferenciados según su geometría, es decir se abren (como en la mayoría de motos), se cierran o permanecen estáticos. Esta tendencia viene determinada por la diferencia de ángulos ente la cadena y el basculante, la longitud del basculante y la posición del anclaje de la suspensión. Es importante considerar que al variar el conjunto de transmisión piñón-corona, cosa que en competición se suele hacer con frecuencia para optimizar el aprovechamiento del par y la potencia del motor en cada circuito, se varían tanto el ángulo relativo entre basculante y cadena como la longitud entre los anclajes basculante-chasis y basculante-rueda.

Para determinar dicho comportamiento se usa el parámetro conocido como *squat ratio*. Para ello se deben estudiar las fuerzas que actúan en sobre el basculante, por lo que es conveniente situarse en referencia chasis. Sobre este no sólo actúan la transferencia de carga y la tracción sobre la rueda, también lo hacen la fuerza de la suspensión y la tensión de la cadena, que en el estudio del sistema motocicleta quedan ocultas como fuerzas internas del sistema. Como en el caso estático el momento de la suspensión equilibra al momento causado por la normal, lo que nos interesa conocer es el momento extra que debe aplicar la suspensión sobre el basculante para garantizar el equilibrio en el caso dinámico:

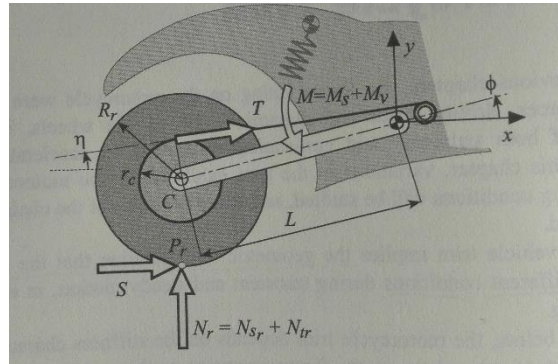


Figura 4.25. Fotografía de la distribución de esfuerzos sobre el basculante al acelerar [1]

$$M_v = N_{tr} \cdot L \cdot \cos \phi - S(R_r + L \sin \phi) + T[r_c - L \sin(\phi - \mu)] \quad [\text{Ec. 20}] [1]$$

Siendo:

- M_v : momento extra que ejerce la suspensión
- N_{tr} : la transferencia de carga sobre la rueda posterior
- S : la tracción de la rueda
- T : la tensión de la cadena
- R_r : el radio de la rueda posterior
- r_c : el radio de la corona
- L : la longitud del basculante

El comportamiento del basculante vendrá determinado por el signo de dicho momento: se abrirá si este es negativo, se cerrará si es positivo y permanecerá en su posición si es nulo. Como la transferencia de carga, la tracción sobre la rueda y la tensión son dependientes entre sí, el problema es únicamente geométrico. Por ello suele definirse el *squat ratio* con la ayuda de dos ángulos:

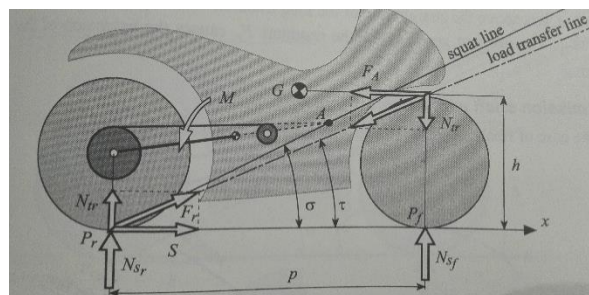


Figura 4.26. Fotografía de la representación de los dos ángulos [1]

$$R = \frac{\tan \tau}{\tan \sigma} \quad [\text{Ec. 21}] [1]$$

- Si $R=0$: El comportamiento del basculante en aceleración es neutro
- Si $R>1$: Al acelerar el basculante se cierra
- Si $R<1$: Al acelerar el basculante se abre

4.3.1.2.2 Dive

En dinámica de vehículos el dive va paralelo al squat, se trata del hundimiento del tren delantero al realizar una frenada. Sin embargo, en motocicletas con suspensión delantera con horquillas telescópicas, este comportamiento no se puede variar, el componente de la fuerza de frenada y el de la transferencia de carga en la dirección de las horquillas causan irremediablemente el hundimiento del tren delantero. Pese a ello es interesante analizar el cambio de geometría ocasionado en frenada máxima.

La suspensión utilizada en el prototipo fue de horquillas invertidas, que tienen mayor rigidez a flexión y menor masa no suspendida que las convencionales. Su recorrido total era de 120 mm, pero no es recomendable que durante una frenada se llegue al tope mecánico, ya que probablemente la rueda delantera acabará deslizando haciendo caer al piloto. El recorrido máximo, que viene limitado por el volumen de aire dentro de la horquilla, era de 110mm. Observando la **Figura 4.27** que hay a continuación se puede ver la geometría básica de la moto y la geometría resultante en frenada a final de recta. Con la suspensión comprimida se varían el ángulo de ataque, la batalla y el avance, este último disminuyéndose en más de un 30%. Esto resulta especialmente beneficioso ya que la frenada, que siempre precede a una curva, permite una entrada en el giro más rápida.

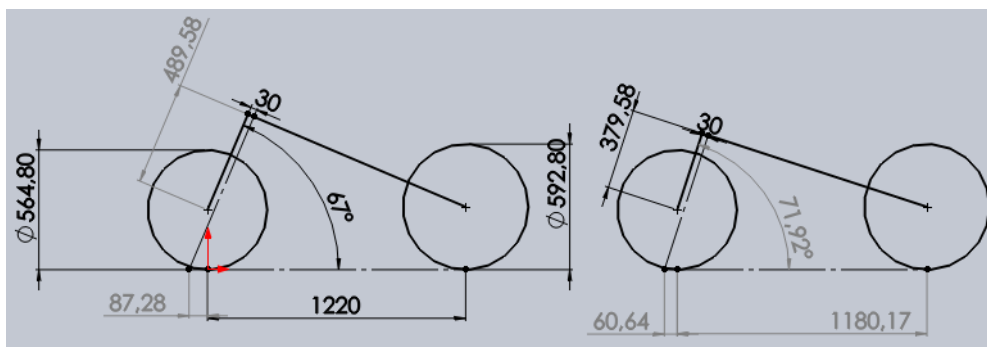


Figura 4.27. Hundimiento y cambio de geometría en frenada

4.3.2 Estudio en curva

Las solicitaciones se han calculado en el paso por curva, justo en el vértice de ésta. En este punto el piloto deja de frenar y se empieza a acelerar, lo que permite simplificar el cálculo de los esfuerzos.

4.3.2.1.1 Modelo simplificado de la rueda

Este cálculo se realiza mediante el análisis de las fuerzas que actúan en el eje de la rueda para obtener los esfuerzos del basculante, los cuales serán las mismas fuerzas, pero de sentido opuesto por el principio de acción-reacción.

Como se puede apreciar en la **Figura 4.28**, para un ángulo de giro de inclinación de 55° , la moto ha de inclinarse 47° , ya que el piloto se descuelga. Para determinar las distancias desde el punto de contacto a la rueda se define el perfil del neumático trasero como una circunferencia de radio 57,5 mm que es revolucionada alrededor del eje de unión con el basculante con un radio de 238,9 mm.

Las simplificaciones que se aplicarán al modelo son: que el tensor de la rueda es un rotor simétrico, que la rueda no derrapa y, consecuentemente, su ángulo de derrape es nulo y que el punto de contacto de la rueda con el suelo se encuentra en el plano vertical que contiene el centro de gravedad de la rueda. Por lo tanto, primero se analiza la cinemática de la rueda en el paso por curva. Situándose en la base orto normal 1'2'3', siendo 3' el eje perpendicular al papel. [8]

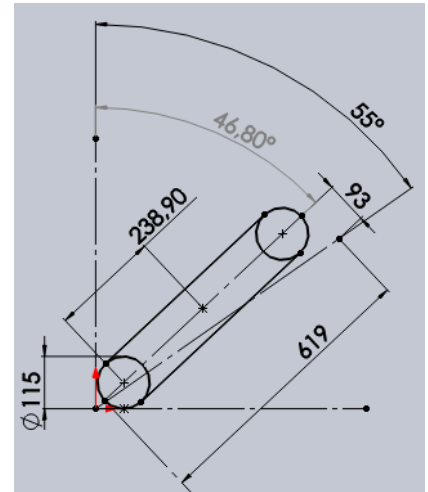


Figura 4.28. Vista del perfil de la rueda inclinado

$$\vec{V}(I) = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ -[R_C + R_r \cdot \sin \varphi] \cdot \dot{\psi} + [R_r + t_r \cdot \cos \varphi] \cdot \dot{\theta} \end{Bmatrix} = \vec{0} \quad [\text{Ec. 22}]$$

$$\dot{\theta} = \frac{[R_C + R_r \cdot \sin \varphi] \cdot \dot{\psi}}{[R_r + t_r \cdot \cos \varphi]} \quad [\text{Ec. 23}]$$

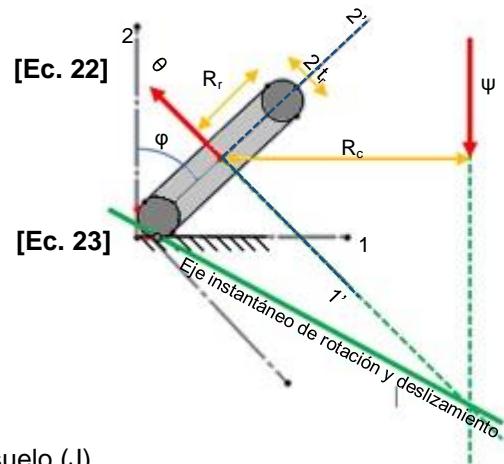


Figura 4.29. Cinemática de la rueda

Donde:

- $V(J)$: velocidad en el punto de contacto con el suelo (J).
- R_r : radio de la rueda.
- t_r : radio del perfil del neumático
- R_C : radio de la curva respecto al centro de la rueda.
- ψ : velocidad de rotación del basculante respecto al suelo.
- θ : velocidad de rotación de la rueda respecto al basculante.
- φ : inclinación de la rueda.

Una vez vista la cinemática de la rueda, se tienen que encontrar los esfuerzos a los que será sometida. Situando la base móvil 1',2' fijada al basculante, observándola desde la referencia tierra, y utilizando el teorema de la cantidad de movimiento (TCM) [Ec. 24] se extraen 3 ecuaciones [Ec. 25]:

$$\sum \vec{F} = m \cdot \vec{a}(\vec{G}) \quad [\text{Ec. 24}]$$

$$\begin{cases} T \cdot \cos \varphi + m_r \cdot g \cdot \sin \varphi - N \cdot \sin \varphi + F_1 \\ T \cdot \sin \varphi - m_r \cdot g \cdot \cos \varphi + N \cdot \cos \varphi + F_2 \\ F_3 - S \end{cases} = m_r \cdot \begin{cases} R \cdot \dot{\psi}^2 \cdot \cos \varphi \\ R \cdot \dot{\psi}^2 \cdot \sin \varphi \\ 0 \end{cases}$$

[Ec. 25]

Utilizando el teorema del momento cinético (TMC) [Ec. 26] se sacan 3 ecuaciones más [Ec. 27]:

$$\sum \vec{M}_{\text{ext}} = \vec{G}\dot{\vec{K}} \quad [\text{Ec. 26}]$$

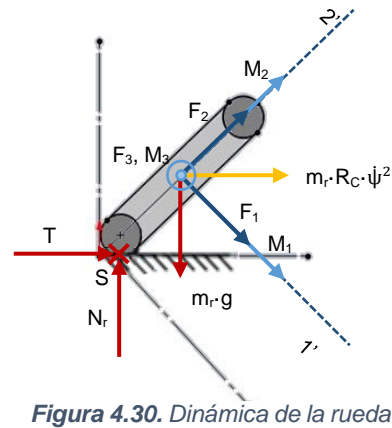


Figura 4.30. Dinámica de la rueda

Es decir, la suma de todos los momentos exteriores aplicados al sistema es igual a la derivada del momento cinético del sistema:

$$\vec{G}\dot{\vec{K}} = I_G \cdot \vec{\Omega}_{\text{Suelo}}^{\text{Rueda}} = \begin{bmatrix} I_1 & 0 & 0 \\ 0 & I_2 & 0 \\ 0 & 0 & I_3 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} -\dot{\theta} + \dot{\psi} \cdot \sin \varphi \\ -\dot{\psi} \cdot \cos \varphi \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} I_1 \cdot [-\dot{\theta} + \dot{\psi} \cdot \sin \varphi] \\ -I_2 \cdot [\dot{\psi} \cdot \cos \varphi] \\ 0 \end{Bmatrix} \quad [\text{Ec. 27}]$$

Si se considera la velocidad de rotación de la rueda y, por lo tanto, la de la moto constante, entonces:

$$\left\{ \vec{G}\dot{\vec{K}}_{\text{Suelo}}^{\text{Rueda}} \right\}_{\text{Base}'} = \frac{d}{dt} \left\{ \vec{G}\dot{\vec{K}}_{\text{Suelo}}^{\text{Rueda}} \right\}_{\text{Base}'} + \left\{ \vec{\Omega}_{\text{Suelo}}^{\text{Base}'} \wedge \vec{G}\dot{\vec{K}} \right\}_{\text{Base}'} \quad [\text{Ec. 28}]$$

Donde la $\vec{\Omega}^{\text{Base}}$ representa la velocidad de rotación de la base 1'2' respecto el suelo:

$$\left\{ \vec{\Omega}_{\text{Suelo}}^{\text{Base}'} \right\}_{\text{Base}'} = \begin{Bmatrix} \dot{\psi} \cdot \sin \varphi \\ -\dot{\psi} \cdot \cos \varphi \\ 0 \end{Bmatrix} \quad [\text{Ec. 29}]$$

$$\vec{G}\dot{\vec{K}} = \begin{Bmatrix} S \cdot [R_r + t_r \cdot \cos \varphi] \\ S \cdot [t_r \cdot \sin \varphi] \\ (I_1 - I_2) \cdot \dot{\psi}^2 \cdot \sin \varphi \cdot \cos \varphi - I_1 \cdot \dot{\psi} \cdot \dot{\theta} \cdot \cos \varphi \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} M_1 \\ M_2 \\ M_3 + T \cdot [R_r \cdot \cos \varphi + t_r] - N \cdot R_r \cdot \sin \varphi \end{Bmatrix} \quad [\text{Ec. 30}]$$

Se obtiene de este modo un sistema formado por 6 ecuaciones y 9 incógnitas (Ec. 25 y Ec. 30). Durante la fase de diseño se planteó este modelo y se asumió que no hay transferencia de carga, que la fuerza lateral es igual a $\mu \cdot N$ y que no hay fuerza de tracción, sin embargo al ser estas suposiciones poco rigurosas se decide descartarlas y encontrar las ecuaciones que faltan por otro camino.

4.3.2.2 Modelo Multisólido completo

Así pues, se plantea la misma situación dinámica para la rueda delantera se extraen las mismas 6 ecuaciones y 9 incógnitas más. Si además se plantea la dinámica del resto de la moto como un sólido rígido (conjunto horquillas-chasis-basculante), que une los dos anclajes de la rueda, introducimos un sistema de 6 ecuaciones y 0 incógnitas, resultando en un sistema de 18 ecuaciones y 18 incógnitas, con lo que el modelo Multisólido se puede resolver.

Con una simplificación trigonométrica básica [si $\alpha \approx 0$, $\cos(\alpha) \approx 1$ y $\sin(\alpha) \approx 0$] se facilita enormemente el modelo. Las ruedas pasan a ser paralelas, cosa que evidentemente carece de sentido físico. Sin embargo, en carrera, despreciando el ángulo de deriva de los neumáticos, el ángulo de giro del

manillar máximo es de $1,3^\circ$ [calculado mediante las ecuaciones del cambio de geometría propuestas en [1]] y para el caso estudiado en el apartado 6 es de $0,45^\circ$, con lo que es una aproximación aceptable. Además, para facilitar el cálculo, se supondrán ambas ruedas iguales y los radios de curvatura tanto del CdG de la moto como de las ruedas igual, ya que apenas varía. [1][8]

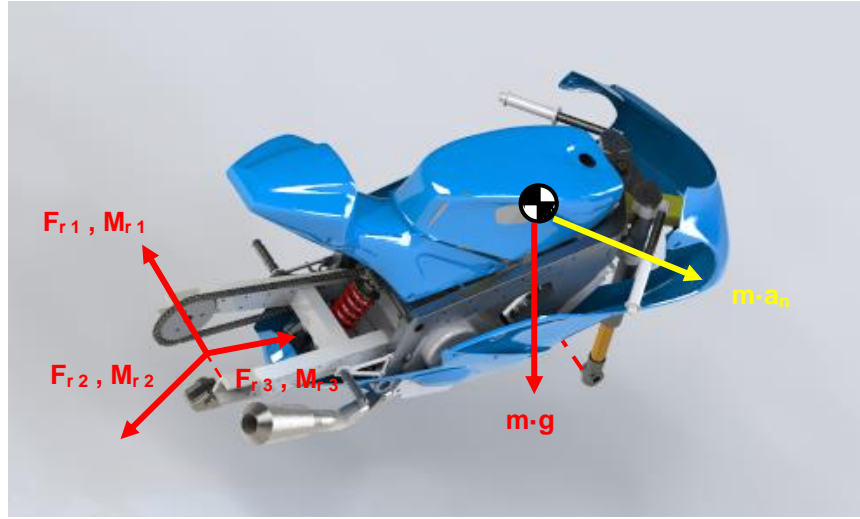


Figura 4.31. Solido chasis-basculante-horquillas con las fuerzas que recibe (en la rueda delantera igual que en la posterior)

Sistema de ecuaciones resultante:

$$\begin{cases} T_f \cdot \cos \varphi + m_r \cdot g \cdot \sin \varphi - N_f \cdot \sin \varphi + F_{f1} \\ T_f \cdot \sin \varphi - m_r \cdot g \cdot \cos \varphi + N_f \cdot \cos \varphi + F_{f2} \\ F_{f3} - S_f \end{cases} = m_r \cdot \begin{cases} R_c \cdot \dot{\psi}^2 \cdot \cos \varphi \\ R_c \cdot \dot{\psi}^2 \cdot \sin \varphi \\ 0 \end{cases} \quad [\text{Ec. 31}]$$

$$\begin{cases} T_r \cdot \cos \varphi + m_r \cdot g \cdot \sin \varphi - N_r \cdot \sin \varphi + F_{r1} \\ T_r \cdot \sin \varphi - m_r \cdot g \cdot \cos \varphi + N_r \cdot \cos \varphi + F_{r2} \\ F_{r3} - S_r \end{cases} = m_r \cdot \begin{cases} R_c \cdot \dot{\psi}^2 \cdot \cos \varphi \\ R_c \cdot \dot{\psi}^2 \cdot \sin \varphi \\ 0 \end{cases} \quad [\text{Ec. 32}]$$

$$\begin{cases} S_f \cdot [R_r + t_r \cdot \cos \varphi] \\ S_f \cdot [t_r \cdot \sin \varphi] \\ (I_1 - I_2) \cdot \dot{\psi}^2 \cdot \sin \varphi \cdot \cos \varphi - I_1 \cdot \dot{\psi} \cdot \dot{\theta} \cdot \cos \varphi \end{cases} = \begin{cases} M_{f1} \\ M_{f2} \\ M_{f3} + T_f \cdot [R_r \cdot \cos \varphi + t_r] - N_f \cdot R_r \cdot \sin \varphi \end{cases} \quad [\text{Ec. 33}]$$

$$\begin{cases} S_r \cdot [R_r + t_r \cdot \cos \varphi] \\ S_r \cdot [t_r \cdot \sin \varphi] \\ (I_1 - I_2) \cdot \dot{\psi}^2 \cdot \sin \varphi \cdot \cos \varphi - I_1 \cdot \dot{\psi} \cdot \dot{\theta} \cdot \cos \varphi \end{cases} = \begin{cases} M_{r1} \\ M_{r2} \\ M_{r3} + T_r \cdot [R_r \cdot \cos \varphi + t_r] - N_r \cdot R_r \cdot \sin \varphi \end{cases} \quad [\text{Ec. 34}]$$

$$\begin{cases} -F_{f1} - F_{r1} + m \cdot g \cdot \sin \varphi \\ -F_{f2} - F_{r2} - m \cdot g \cdot \cos \varphi \\ -F_{f3} - F_{r3} \end{cases} = m \cdot \begin{cases} R_c \cdot \dot{\psi}^2 \cdot \cos \varphi \\ R_c \cdot \dot{\psi}^2 \cdot \sin \varphi \\ 0 \end{cases} \quad [\text{Ec. 35}]$$

$$\begin{cases} -M_{f1} - M_{r1} + F_{f3} \cdot (h - R_r - t_r) + F_{r3} \cdot (h - R_r - t_r) - F_{f2} \cdot (p - b) + F_{r2} \cdot (b) \\ -M_{f2} - M_{r2} - F_{f3} \cdot (y) - F_{r3} \cdot (y) + F_{f1} \cdot (p - b) - F_{r1} \cdot (b) \\ -M_{f3} - M_{r3} - F_{f1} \cdot (h - R_r - t_r) - F_{r1} \cdot (h - R_r - t_r) + F_{f2} \cdot (y) + F_{r2} \cdot (y) \end{cases} = \begin{cases} 0 \\ 0 \\ 0 \end{cases} \quad [\text{Ec. 36}]$$

Las incógnitas son:

Nf	<i>Normal frontal</i>
Nr	<i>Normal trasera</i>
Tf	<i>Tangencial frontal</i>
Tr	<i>Tangencial trasera</i>
Sf	<i>Longitudinal frontal</i>
Sr	<i>Longitudinal trasera</i>
Ff1	<i>Fuerza de enlace frontal 1</i>
Ff2	<i>Fuerza de enlace frontal 2</i>
Ff3	<i>Fuerza de enlace frontal 3</i>
Fr1	<i>Fuerza de enlace trasero 1</i>
Fr2	<i>Fuerza de enlace trasero 2</i>
Fr3	<i>Fuerza de enlace trasero 3</i>
Mf1	<i>Momento de enlace frontal 1</i>
Mf2	<i>Momento de enlace frontal 2</i>
Mf3	<i>Momento de enlace frontal 3</i>
Mr1	<i>Momento de enlace trasero 1</i>
Mr2	<i>Momento de enlace trasero 2</i>
Mr3	<i>Momento de enlace trasero 3</i>

Los datos disponibles son:

m	masa de la moto sin ruedas
mr	masa rueda
I1	inercia de la rueda en 1
I2	inercia de la rueda en 2
I3	inercia de la rueda en 3
Rr	radio de la llanta
tr	radio del toro del neumático
Rc	radio de curvatura
v	velocidad del punto G de la moto
φ	Inclinación de la moto
ψ	velocidad angular de giro
θ	velocidad propia de las ruedas

4.3.3 Modos vibratorios

Una motocicleta con la consideración de todos sus grados de libertad, tomando cada sólido como rígido, tiene 3 modos vibratorios característicos: capsizes, wobble y weave. El capsizes se caracteriza por la caída del vehículo hacia un lado, el wobble es la oscilación del tren delantero en su eje de giro y el weave, el más peligroso de los tres, es una combinación de inclinación, desplazamiento lateral y giro de la moto.

La aparición de weave (**Figura 4.33**) o el wobble (**Figura 4.32**) durante la conducción es especialmente nociva ya que puede llegar a tirar al piloto de la motocicleta. Éste último se puede controlar con amortiguadores de dirección y suele aparecer a bajas y medias velocidades. Su frecuencia propia no suele depender de la velocidad del vehículo. [1][2]

Por el contrario el weave, que aparece a altas velocidades, aumenta su frecuencia propia con el aumento de la velocidad del vehículo. Además, interviene especialmente la rigidez de los distintos componentes, especialmente con la rigidez torsional del basculante y la rigidez lateral del tren delantero. [1][2]

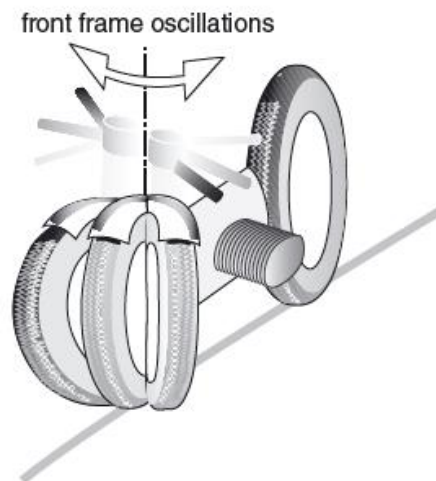


Figura 4.32. Wobble [1]

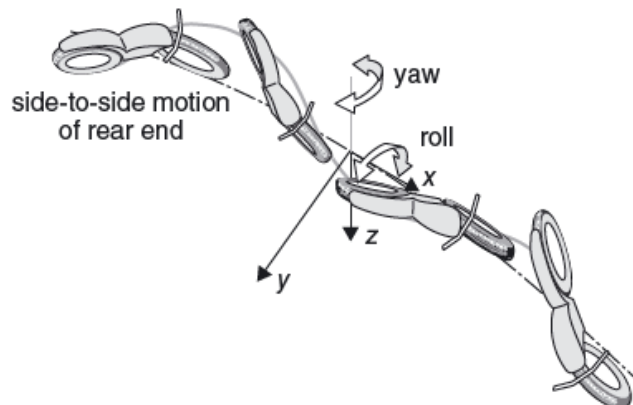


Figura 4.33. Weave [1]

5. Desarrollo del diseño

5.1 Chasis

Un chasis de motocicleta es, en esencia, la parte de unión entre el tren delantero y el tren trasero del vehículo, es decir entre los puntos de contacto de las ruedas anterior y posterior, suspensiones aparte. Así pues, recibe los esfuerzos que permiten a la motocicleta maniobrar y adaptarse al terreno. Además, es la estructura principal del vehículo (en motos tipo *racing*) donde se alojan los elementos principales como son motor y piloto. Es un elemento fundamental que influye enormemente en las respuestas del vehículo y, por lo tanto, en el tipo de moto que se está diseñando.

Las funciones que debe cumplir son la unión con la suspensión delantera, mediante un anclaje que permita una rotación para el giro del manillar y la unión con el sistema de suspensión trasera. En el caso de la ER16, para la parte frontal se usan unas horquillas invertidas, por lo que el anclaje con la parte frontal se hace desde las tijas a una pipa convencional (enlace de revolución). Para el tren posterior se articula la rueda mediante un basculante y el sistema de suspensión a través de un triángulo⁹ de suspensiones, para garantizar la progresividad del conjunto muelle-amortiguador. Así pues, se incluye además del anclaje fijo del eje del basculante, dos anclajes para la suspensión y las bieletas del sistema. También se disponen en él los anclajes del colín auto portante que soporta al piloto y los del motor, así como de elementos menores, como el radiador, el display, el carenado, las estribas,...

En competición los requisitos más importantes son un bajo peso y una rigidez equilibrada (ni demasiado alta, ni demasiado baja). Existen varias soluciones para conseguirlas, de las cuales, las más destacables son:

1. Chasis monocasco:

Es una estructura tipo caja cerrada que puede incluso hacer la función de depósito de gasolina además de la parte estructural. Este chasis plantea un problema crítico en pequeña cilindrada: eleva el centro de gravedad, ya que toda la estructura se eleva por encima del motor con su fuerte influencia sobre el poco peso del conjunto.

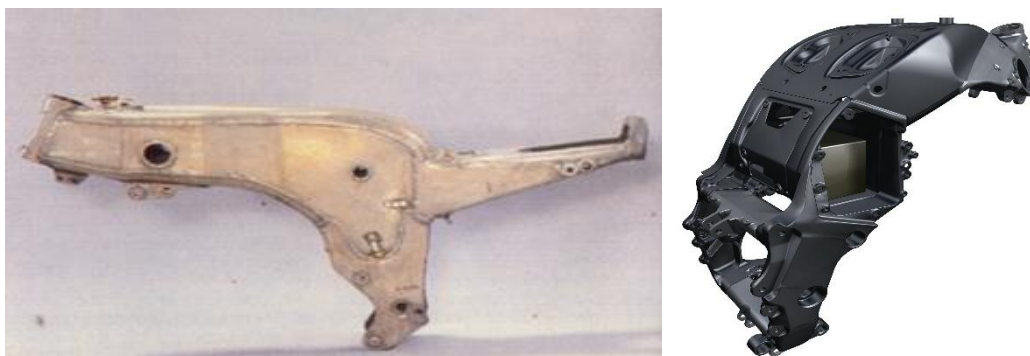


Figura 5.1. Chasis de la Ossa 250GP, referente en los años 70 (izquierda) y una versión más moderna, la Kawasaki ZX12 (derecha)

⁹ Se denomina así al sistema de suspensión más utilizado en competición. Consiste en un mecanismo que permite que para cada grado de giro del basculante, el movimiento de la suspensión se va incrementando. También se le llama tipo ProLink.

2. Chasis auto portante:

Es una evolución del anterior, ya que utiliza el motor, debido a su alta rigidez, como parte estructural al que se anclan elementos de unión para ubicar el tren delantero y el posterior. Su mayor ventaja es su ligereza y su simplicidad. Evidentemente se descarta ya que es difícil controlar la rigidez de un motor que no ha sido diseñado para tal fin, además de que los anclajes ya están definidos.



Figura 5.2. Chasis de la Ducati 1299 Panigale R (izquierda) y de la espectacular Ducati Superleggera hecho en fibra de carbono (derecha)

3. Chasis multitubular:

Su idea es básicamente crear una estructura con tubos, casi siempre de aleaciones de acero con Cromo-Molibdeno, debidamente triangulados que confieran buena integridad estructural. Antes de la introducción del tipo doble viga era la solución por la que optaban todos los fabricantes en motos de competición. Habían prácticamente desaparecido del mundo de la alta competición hasta que KTM los reintrodujo en la categoría Moto3 y actualmente suelen ser considerados una opción a la altura de sus competidores. Suele ser más barato de fabricar que el doble viga, pero debido al gran número de soldaduras las desviaciones en las cotas suelen ser mayores. Por ese motivo es el más utilizado en motocicletas de calle hechas en serie, donde se sueldan los tubos ya deformados de tal manera que las deformaciones posteriores dejen la estructura en su posición natural.[2]

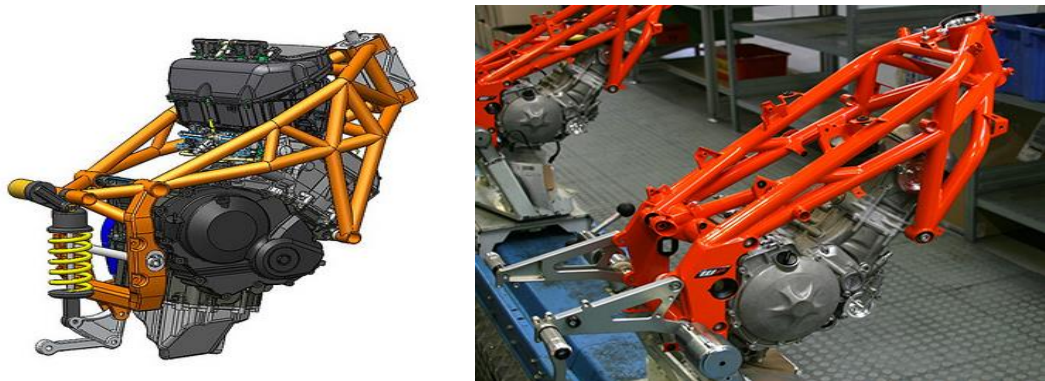


Figura 5.3. Chasis de la BottPower M210 de Moto2 y chasis fabricados en serie de la KTM 250GP de Moto3

4. Chasis doble viga:

Este chasis confeccionado en aluminio parte de la pipa de dirección, se divide en dos vigas que abrazan al motor y acaba con dos orejas en las que se anclan basculante y suspensión trasera. Es ligero y rígido. Además, es compacto y para pequeña cilindrada debe tenerse especialmente en cuenta la ergonomía.

El aluminio es un estupendo material para estructuras ligeras. Existen aleaciones tan resistentes como el acero estructural, pero con un tercio de su peso. Eso lo hace especialmente interesante para la rigidez de la estructura ya que esta depende tanto del material como de su geometría. A pesar de que su rigidez específica es similar a la del acero, su ligereza permite geometrías con mayor sección (como dos vigas anchas de perfil cuadrado) lo que aumenta la rigidez global de la estructura, permitiendo diseños más eficientes en peso. Sin embargo, en la práctica existen chasis multitubulares hechos en acero que funcionan tan bien como sus competidores en doble viga de aluminio.



Figura 5.4. Chasis de la Yamaha YZF-R1M (calle)

Nació gracias a los avances en la soldadura de aleaciones de aluminio, sobretodo mediante TIG, impulsados mayormente por la anterior idea. El aluminio aleado es un metal delicado de unir mediante soldadura, especialmente en sus aleaciones más resistentes. Además la zona de unión es especialmente sensible a la fatiga, donde frecuentemente se originan grietas por un uso excesivo o bien por un mal diseño. Otro inconveniente es su elevado precio ya que, en general, durante su fabricación se requieren piezas mecanizadas o hechas con molde, piezas trabajadas en frío, como conformados y estampados, y finalmente fases de soldadura, que realizan en la mayoría de los casos manualmente.[3][2]



Figura 5.5. Chasis diseñado por Antonio Cobas, pionero en el año 82



Figura 5.6. Chasis moderno del mundial de Moto2 de 2015-2016 fabricado por Kalex

Vistos los pros i contras se optó para el proyecto por la solución de doble viga por sus puntos fuertes, en perjuicio del elevado coste económico a destinar para esa parte. Además el hecho de que las caras laterales sean planas, con espacio suficiente para alojar casquillos para tornillos, representaba otra ventaja para el desarrollo del sistema y para el control de la rigidez lateral, tal como se verá en el apartado 5.2.

5.1.1 Diseño

Para poder empezar a diseñar los trazos principales del modelo es muy recomendable dibujar la geometría básica deseada de la moto con cotas aproximadas, ya que posteriormente pueden variar ligeramente. Así pues, se empieza por definir la batalla de la moto y situar las dos ruedas. A continuación, se decide el tipo de suspensión delantera que se usará y la longitud a la que se debería situar la pipa de la rueda. Se prosigue eligiendo un avance acorde al tipo de moto que se está diseñando, ya que este parámetro define el comportamiento del vehículo. Con esto, se dejan definidos el ángulo de ataque y el offset de las tijas. Después es recomendable situar un centro de gravedad deseado de forma aproximada, poniendo especial atención en la cantidad de masa que se sitúa por encima de este.

Para el ángulo del basculante se deben tener en cuenta la posición aproximada del piñón del motor ya que ambos contribuyen al *squat* de la moto, que es algo crítico al acelerar. La longitud del basculante tampoco puede dejarse de lado ya que influye en la rigidez de éste y consecuentemente a la tracción de la rueda trasera y a la transmisión de esfuerzos al piloto.

Geometría básica inicial		
Batalla: 1222 mm	Offset: 30 mm	Longitud horquilla: 470 mm
Avance: 89,3 mm	Distribución del peso: 49/51	Ángulo basculante: 13,5°
Ángulo ataque: 23°	Squat ratio (aprox.): 1	Longitud basculante: 490 mm

Tabla 5.1. Cotas de la ER16

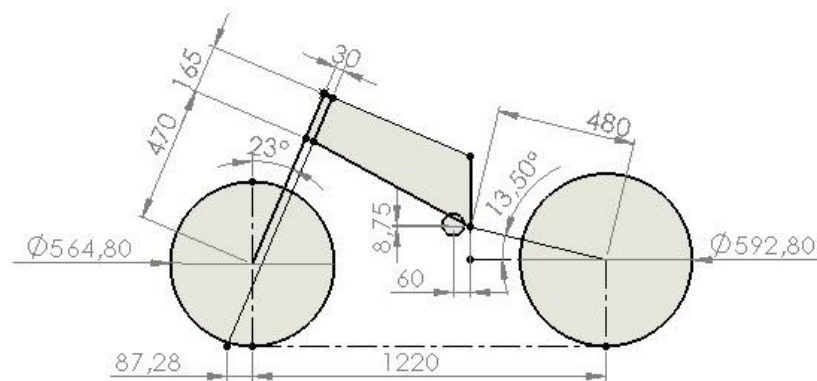


Figura 5.7. Geometría básica de la ER16

Hay que tener en cuenta muchos otros parámetros que, pese a no tener relación con la dinámica de la propia moto ni con la resistencia o rigidez de la estructura, son cruciales. Por ejemplo, dejar espacio para el radiador, teniendo en cuenta la máxima compresión de la horquilla, considerar la ergonomía o adaptar los anclajes debidamente dimensionados del sistema de suspensión.

Otro de los elementos considerados ha sido el de la admisión del motor. Para conseguir un incremento de potencia a final de recta, en competición se suelen usar sistemas *ramair* que consisten en aprovechar la velocidad de la moto para canalizar el aire y conseguir una sobrepresión en el cuerpo de admisión. Esto permite introducir más aire y consecuentemente más combustible en el motor. En esta edición se ha optado por implementar un sistema de pipa seccionada para tener una entrada limpia con una sección útil mayor, obteniendo así más sobrepresión. En cuanto a chasis, se requería rigidizar el bloque pipa, ya que el desalineamiento del eje de dirección es muy nocivo,

de tal manera que se utilizó una estructura de “caja cuadrada” de 110x90 que, además de dejar mucho espacio para el conducto de aire, rigidizó enormemente el conjunto.

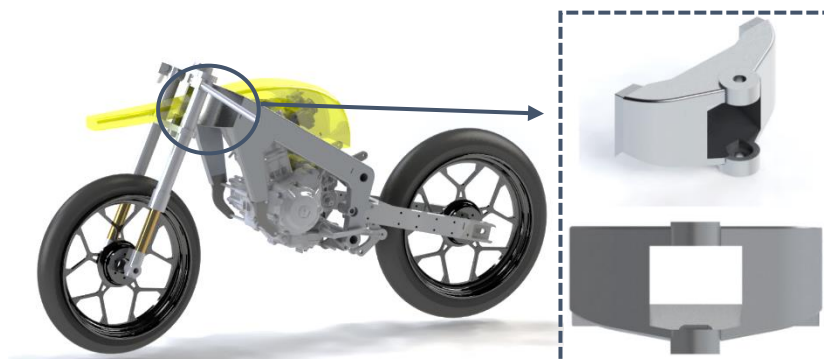


Figura 5.8. Sistema de admisión dinámico remarcado en amarillo con detalle de la pipa dividida; vistas isométrica y frontal

Este diseño de pipa supuso otro reto importante: había poco espacio para ubicar los rodamientos de la dirección (se necesitaron cuatro, dos más que en una moto con una pipa convencional). Al no estar conectadas las tijas entre sí mediante un eje, se requiere de otros dos rodamientos para poder cerrar el conjunto: dos para la parte superior y dos para la parte inferior. Finalmente se decidió ubicarlos en las tijas y hacer dos ejes de acero solidarios con la pipa como punto de apoyo.

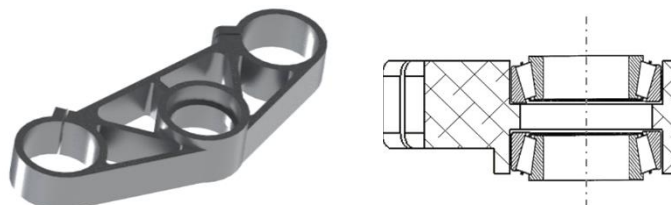


Figura 5.9. Tija inferior y vista seccionada de ésta con los rodamientos acoplados

Con todos los elementos extra de diseño, el chasis se confeccionó con aluminio 6082 T6, una aleación de aluminio de alta resistencia tratada térmicamente que ofrece muy buenas propiedades. La pipa, los bajantes del anclaje con el basculante y el sistema de suspensión se mecanizaron, mientras que las vigas se conformaron mediante chapa plegada para poder imponer la sección que más convenía y tener las esquinas redondeadas que evitasen poder dañar al piloto. El peso total de la estructura fue de 8,18 kg sin tener en cuenta los elementos rigidizadores mencionados.

5.1.2 Simulación de la resistencia de la estructura

Para la simulación de la estructura se simplificó el modelo transformando en *shells* todos los sólidos que permitían dicha transformación, es decir aquellos que por su geometría pueden ser generados mediante la extrusión de una de sus caras interiores o exteriores a lo largo de un espesor reducido (parecido al tamaño de elemento que se desea usar). La idea de esta simplificación es mallar con elementos 2D y extender sus propiedades estructurales para obtener el 3D. Esto permitió reducir a prácticamente a 1/4 el número de elementos utilizados, ya que además los sólidos 2D se mallan fácilmente con elementos cuadrados, que son la mejor opción en precisión y coste computacional. Las partes simplificadas con *Shell* fueron las piezas que se fabricaron a partir de chapa y tubos extruidos. [4][5]

El mallado utilizado para las distintas partes fue mediante nodos intermedios en cada arista del elemento, con lo que resultan 8 nodos por elemento cuadrático 2D, 20 nodos por elemento hexaédrico 3D y 10 nodos por elemento tetraédrico 3D. El mallado hexagonal, en simulación estructural 3D, es la opción que suele dar más precisión, sin embargo para muchos sólidos con geometrías complejas los algoritmos de mallado son incapaces de encontrar un patrón homogéneo hexaédrico, con lo que se ha de recurrir al elemento tetraédrico. Este tipo de malla se utilizó para todas las simulaciones realizadas con el chasis de la ER16.

Es importante remarcar que la vida útil del prototipo no iba a ser muy prolongada. Por ese motivo la estructura no se dimensionó a fatiga, simplemente se garantizó su resistencia bajo carga operativa, siempre con un coeficiente de seguridad $\gamma_{SE} = 3$. Ignorando la fatiga se centró el rediseño en optimizar la rigidez y el peso de la estructura. Las cargas que se estudiaron fueron frenada y paso por curva. Se volvió a realizar la simulación de frenada, ya que esta era la más crítica, para verificar que coeficiente de seguridad tenía la estructura.

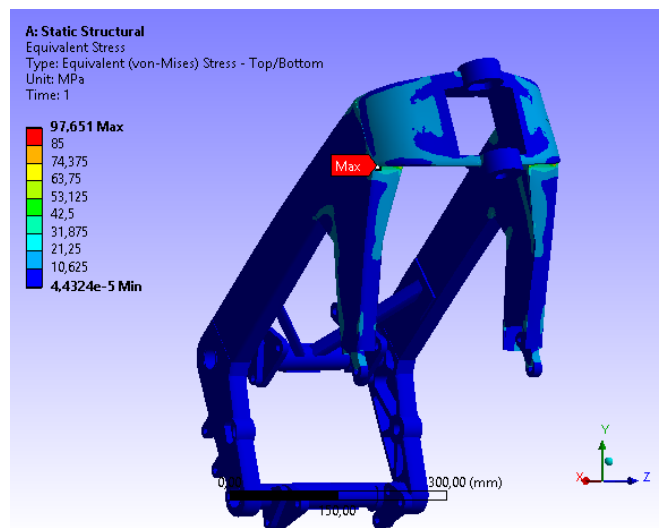


Figura 5.10. Simulación de la resistencia en frenada al final de recta

Como se aprecia en la figura **Figura 5.10**, con el mismo refinamiento de mallado, la tensión aumenta, disminuyendo el coeficiente de seguridad a 2,7.

5.2 Desarrollo del sistema de reglaje de la rigidez

5.2.1 Situación de partida

A medida que se ha ido mejorando la adherencia de los neumáticos, se ha ido aumentando la inclinación de la moto en las curvas, llegando hoy en día hasta los 63° en una *MotoGP* sin perder ninguna de las dos ruedas¹⁰. Esto plantea un problema para el sistema de suspensión, que trabaja en el plano de simetría de la moto y hace perder eficiencia a medida que el ángulo aumenta. Por este motivo el bastidor, conjunto chasis-basculante, es obligado a trabajar como elemento elástico y debe absorber todo aquello que las suspensiones son incapaces de asumir, como las deformaciones del terreno o las reacciones en la fase de apertura de gas. Es crucial que las ruedas siempre mantengan contacto con el suelo con una carga suficiente para garantizar la tracción necesaria.

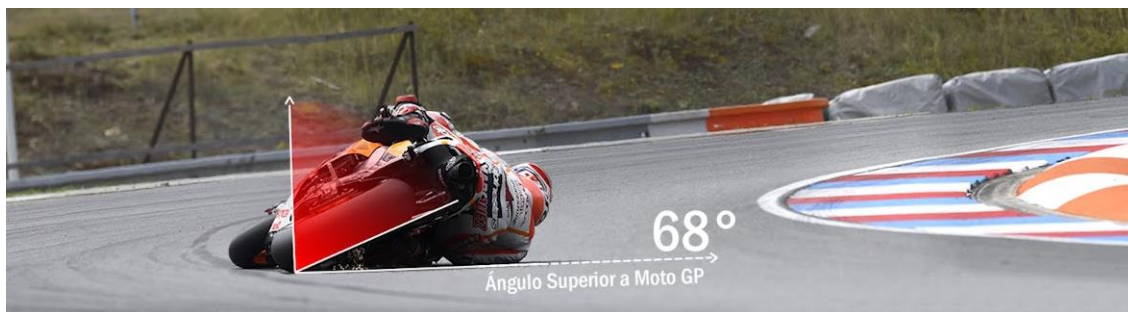


Figura 5.11. *Récord de inclinación sin caer*

5.2.2 Objetivos

Los objetivos de la innovación se resumen en tres puntos:

- Solucionar los problemas derivados de un exceso o falta de rigidez en altas inclinaciones del vehículo.
- Posibilidad de compensar en pista la falta de precisión de las simulaciones realizadas por elementos finitos.
- Mejorar la ergonomía, es decir, tener la capacidad de adaptar el comportamiento del chasis a las sensaciones deseadas por el piloto.

5.2.3 Descripción del sistema de regulación de rigidez

Los chasis cada vez están teniendo un papel más relevante en el mundo de las motocicletas de competición. Es difícil ajustarse a las prestaciones deseadas sobre el papel y siempre requieren un tiempo de desarrollo. Actualmente los chasis no se suelen modificar una vez fabricados a no ser que se haga una actuación sobre éste para adaptarle algún elemento de unión o bien para reforzar la resistencia de éste en algún punto. Por esto los equipos con más posibilidades suelen tener varios prototipos con diferentes propiedades elásticas, que incluso desarrollan durante la temporada. Una vez en pista la única opción que tienen los ingenieros para modificar las propiedades del chasis es cambiar uno por otro, eso sí, con los problemas derivados que ello conlleva, especialmente tiempo, ya que se trata de la estructura de la moto donde se anclan gran número de componentes.

Cuando se simula el conjunto chasis-basculante, se tiene que incorporar también el motor, componente que tiene una rigidez fija pero desconocida. Sólo se sabe que es superior al resto de

¹⁰ El récord de inclinación sin caerse de una moto está en 68 grados (Marc Márquez, Brno, agosto 2014), sin embargo como se ve en la **Figura 5.11** la rueda delantera se está deslizando transversalmente y la moto es sostenida con parte del cuerpo del piloto.

piezas, por lo tanto, las simulaciones deben suponer que el motor se comporta como un sólido de rigidez infinita. Este hecho provoca que los resultados obtenidos en las simulaciones no sean los mismos que los reales, y una vez construido, como se ha comentado en el anterior párrafo, ya no hay vuelta atrás.

Debido a ello y atendiendo a los objetivos planteados en el apartado anterior, se propone diseñar y fabricar un chasis con reglaje lateral de rigidez para que se pueda adaptar a las condiciones del circuito y piloto. Se plantea de forma que la modificación de estas variables se pueda hacer con el menor tiempo posible y que sea factible realizar cualquier modificación del equipo en el propio box con herramientas comunes.

5.2.3.1 La rigidez del chasis

La rigidez de un chasis se define por tres parámetros: rigidez lateral (K_L), rigidez longitudinal o de frenada (K_F) y rigidez a torsión (K_T). Explícitamente corresponden a la fuerza necesaria para deformar una unidad la estructura en la dirección de la fuerza; aplicándola lateralmente, perpendicularmente al eje de dirección o mediante un momento perpendicular al eje de la pipa respectivamente y fijando la estructura por el anclaje con el basculante. Estos ensayos se realizan con el motor montado ya que este confiere gran rigidez a la estructura. [1][2]

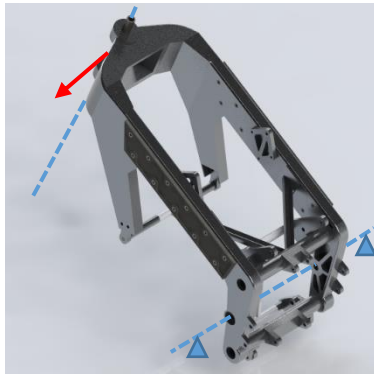


Figura 5.14. Ensayo de rigidez lateral

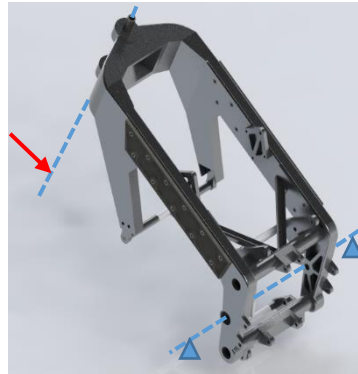


Figura 5.12. Ensayo de rigidez longitudinal

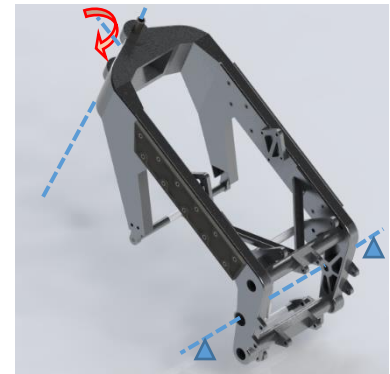


Figura 5.13. Ensayo de rigidez torsional

Es conveniente, en general, maximizar tanto la rigidez longitudinal como la torsional, para conseguir precisión en la trazada y respuestas rápidas del vehículo. Por un lado, al frenar se desea que las sensaciones transmitidas al piloto sean lo más directas posibles y que el único elemento que trabaje sean las suspensiones delanteras, consiguiendo así que el piloto sepa en qué punto está la tracción del neumático. Por otra parte, el desalineamiento de las ruedas al retorcerse el conjunto chasis-basculante, provoca reacciones inesperadas y un desaprovechamiento de la potencia de tracción; incluso puede ocasionar vibraciones como el *weave* que pueden desestabilizar la conducción a altas velocidades.[1]

La rigidez lateral, en cambio, es justo aquella que deseamos controlar ya que el chasis debe aportar la deformación que las suspensiones no pueden dar a altas inclinaciones. Por eso se va a diseñar un sistema que, partiendo de maximizar la rigidez longitudinal y torsional, permita dejar acotada entre dos valores la rigidez lateral sin comprometer a las otras dos, evitando que las frecuencias propias del modo de flexión lateral sean demasiado bajas.

Por otra parte, la deformación provoca un pequeño retraso en el comportamiento de la moto, es decir, en situación de curva, a medida que se va inclinando la motocicleta, la suspensión va perdiendo prestaciones y el chasis y el basculante se empiezan a deformar. Una vez pasado el vértice de la curva la moto se empieza a levantar, pero primero el chasis y el basculante tienen que volver a su estado natural, esto provoca un pequeño "*delay*" que se traduce en una conducción menos ágil. A mayor rigidez, menor es este tiempo de recuperación, ya que la deformación es

menor. Es por eso que interesa que el piloto sea quien determine la rigidez lateral que mejor se adapte a su modo de conducción.

Debido a la dificultad para “escoger” de forma teórica una rigidez lateral y a la gran cantidad de factores en los que influye, la mejor forma para hacerlo es por medio de la experiencia, consiguiendo que la rigidez lateral sea variable para no tener que hacer diferentes bastidores.

5.2.3.2 El sistema rigidizador

Para solucionar los problemas de la alternativa anterior, se propone como solución el montaje o desmontaje de unas placas de diferentes espesores anclados en ambos lados de las vigas del chasis. Estas placas, cuyo objetivo es conseguir modificar las propiedades en la dirección deseada, no tienen por qué ser del mismo material que el chasis, y para optimizar el peso del conjunto es adecuado estudiar combinaciones de materiales. Así se hace trabajar a la estructura como un *composite*: la estructura de aluminio se encarga de proporcionar la resistencia y las placas se encargan de dar la rigidez que mejor se adapta al piloto.

Así pues, partiendo de una estructura resistente y funcional, las placas deben añadir la rigidez lateral necesaria que se determine en la pista. Evidentemente se trabajará en la zona elástica, por lo que la rigidez varía linealmente con la carga. Además se debe conseguir modificar las propiedades en la dirección deseada, por lo que se partirá de una rigidez lateral baja sobre la que los reglajes tengan utilidad. Los valores de rigidez torsional y longitudinal, por el contrario, ya deben ser suficientemente elevados ya que las placas tendrán poca influencia en éstos y no se desea crear variaciones en otro parámetro que afecte al comportamiento.

Por facilidad de construcción y de diseño del aporte extra de material se ha considerado más adecuado un chasis de doble viga de aluminio, que permite diseñar una superficie exterior de las dos vigas planas. Se elige aportar el material extra en las caras exteriores, que además de facilitar el montaje, son las que más contribuyen a la inercia lateral de la estructura. Es la zona que más rigidez lateral aporta además de ser una zona prácticamente inocua para la rigidez longitudinal y torsional.

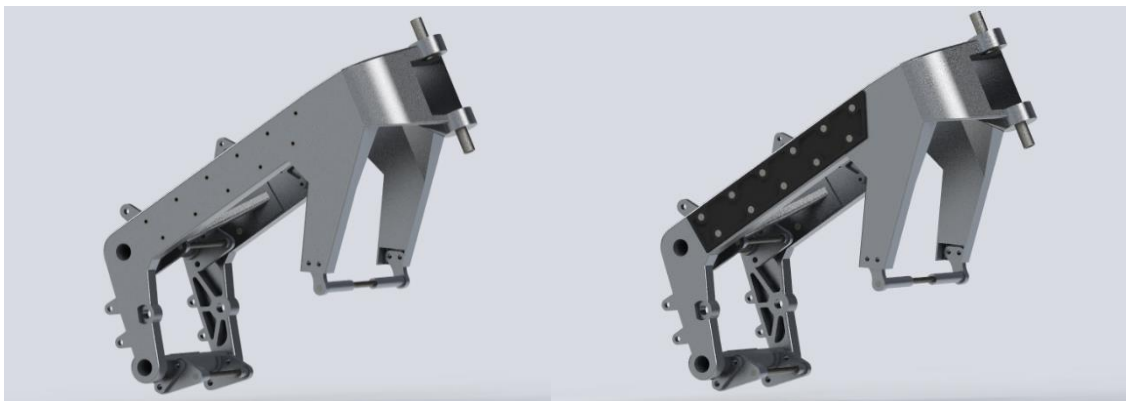


Figura 5.15. Chasis por defecto (izq.) y chasis con las placas acopladas (der.)

5.2.3.2.1 Sistema de sujeción

Para el sistema de sujeción de las placas se ha elegido uniones atornilladas. Este tipo de unión es barata de fabricar, simple de utilizar y confiere una buena integración de ambas piezas, parámetro crítico si lo que queremos se aporte rigidez al conjunto.

Para la fijación del tornillo se introdujeron casquillos de acero roscados en el interior de la viga desde su cara exterior y fijados con otro tornillo situado en la cara interior. Estos tornillos se encolaron ya

que no debían ser aflojados en ninguna circunstancia. Así pues desde la cara exterior de las vigas del chasis quedan las roscas de los casquillos descubiertas para el acoplamiento de las placas.

Estas uniones se han distribuido en 11 tornillos de métrico 6 por cada placa, que reparten la precarga de estos a lo largo de toda su superficie para garantizar la buena integración entre las dos caras que contactan. Se optó por tornillos de cabeza cónica tipo Allen ya que éstos garantizan el contacto en dirección longitudinal y radial entre los elementos de unión, a pesar del juego que pueda existir en el agujero. Otra ventaja de emplear este tipo de tornillos es que la cabeza queda enrasada con la superficie, cosa que es muy importante tanto en el interior, para ocupar el mínimo espacio disponible, como en el exterior, por seguridad para que el piloto no se dañe con ninguno de ellos en caso de caída.

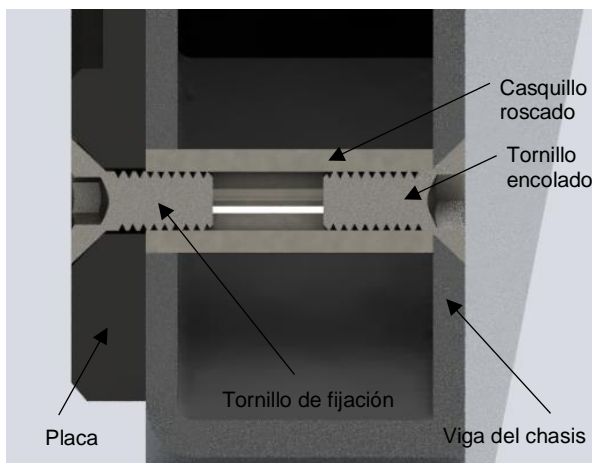


Figura 5.17. Distintas partes de la fijación

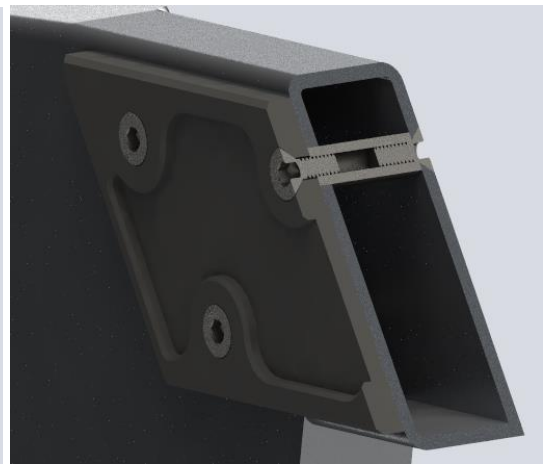


Figura 5.16. Vista seccionada de la viga con la placa atornillada

Como se puede ver, se trata de un sistema simple. Las placas se intercambian rápidamente y su espesor es lo que determina el aporte de rigidez deseado. Para el par de apriete se fijó un valor estándar para M6 entre 8 y 10 [N·m]. Las ventajas e inconvenientes de este sistema se detallan en la **Tabla 5.2.** [6]

Ventajas	Inconvenientes
1) Modifica la rigidez lateral. 2) Mantiene la rigidez longitudinal y torsional prácticamente constantes y, en caso de modificarlas, las incrementará (efecto positivo). 3) Rápido y sencillo de montaje de las placas modificadoras de rigidez lateral, ya que no requiere desmontar la moto. 4) El piloto se adapta mejor al circuito. 5) Solventa problemas debidos a la inexperiencia.	1) Uso exclusivo para competición. 2) Aumento del coste del prototipo.

Tabla 5.2. Ventajas e inconvenientes del sistema utilizado

5.2.4 Material y geometría de las placas

5.2.4.1 Selección del material

Para llevar a cabo la función rigidizadora se necesita un material que actúe como refuerzo del chasis, no como material estructural. El objetivo es que el piloto se sienta lo más a gusto posible, poniendo a su disposición un chasis más o menos rígido en función del espesor de las placas rigidizadoras instaladas. Por ello, se debe buscar el material que disponga de la rigidez específica más alta.

Por lo tanto, se busca la rigidez específica más alta, para minimizar la masa (ecuación 82 y 83, donde E es el módulo de Young).

$$m \rightarrow \left(\frac{\rho}{E}\right) \quad [\text{Ec. 82}]$$

$$m \downarrow \equiv \left(\frac{\rho}{E} \right) \downarrow \equiv \left(\frac{E}{\rho} \right) \uparrow \quad [\text{Ec. 83}]$$

Utilizando una gráfica densidad-módulo de Young agrupando todas las familias de materiales y aplicando las curvas de Ashby se encuentra cuáles de ellas se ajustan más a los parámetros establecidos.

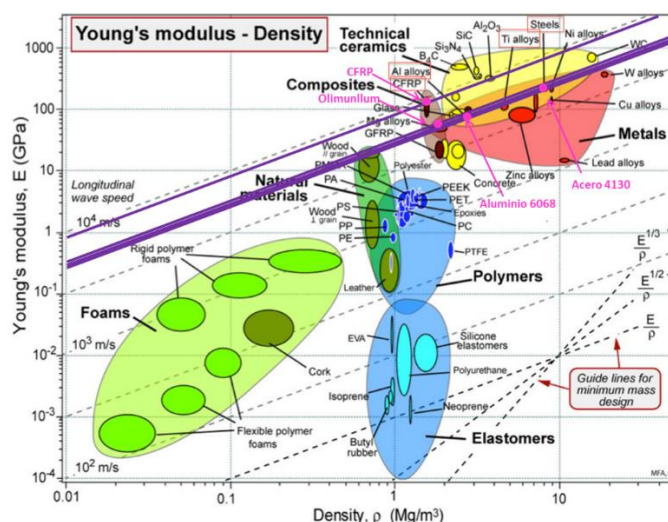


Figura 5.18. Gráfico de Ashby para la selección del material más óptimo

De los materiales considerados por facilidad de obtención, la lista es la siguiente:

Posición	Material
1	CFRP (CF-Epoxi)
2	CF-PEEK (Olimunllum)
3	Aluminio 6068 T6
4	Acero 4130

Tabla 5.3 Ranking de los materiales para el rigidizador

La **Tabla 5.3** indica que el material más preciso sería la fibra de carbono con matriz de epoxi y el menos preciso sería el acero. El problema de la primera opción es el coste del material; el elevado precio de éste hacía inaccesible el material. Las otras tres opciones (CF-PEEK, aluminio y acero) tienen una rigidez específica parecida, sin embargo el acero requeriría espesores muy finos que

dificultan el alojamiento de los tornillos cónicos. Por ello se consideraron únicamente el aluminio y la fibra de carbono con matriz polietereetercetona¹¹.

Property		Units	Value
Density		kg/m ³	1'617
Tensile Strength	modulus	GPa	44.8
	strength	MPa	779.5
Compression Strength	modulus	GPa	44.2
	strength	MPa	499.0
In plane shear	modulus	GPa	4.6
	strength	MPa	185.7

Figura 5.19. Propiedades mecánicas del material CF-PEEK

5.2.4.2 Selección de la geometría

En un primer momento se consideraron 4 soluciones distintas para rigidizar el chasis: placas planas o placas tipo C, hechas en CF-PEEK o aluminio. Se considera el aluminio ya que, al requerir menos espesor, es más económico que el CF-PEEK y puede ser conveniente descartar el composite por temas de presupuesto real del equipo. En un principio una placa tipo C aportan mayor inercia I_y (4,7 veces más), parámetro interesante para controlar la flexión. Sin embargo, al conectarla con la placa simétrica del otro lado, este efecto se ve disminuido (sólo 1,5 veces más) ya que la distancia que las separa, que es la misma en ambos casos, es la que aporta mayor inercia por el teorema de Steiner.



Figura 5.20. Geometrías consideradas

Parámetro	Placa plana	Plana doble	Tipo C	Tipo C doble
I_x [cm ⁴]	0,740	298,259	51,116	1413,516
I_y [cm ⁴]	149,129	16513,416	706,758	29142,312
Área [mm ²]	355,00	710,00	675,00	1350,00
$I_y/\text{área}$ [cm ²]	-	2325,833	-	2158,690

Tabla 5.4. Inercias y áreas de diferentes tipologías de placa rigidizadora

Seguidamente se ha simulado la estructura con distintos espesores para determinar la tendencia rigidizadora de cada solución. Por colores en el siguiente gráfico vemos los resultados: fucsia placa plana CF-PEEK, azul placa tipo C CF-PEEK, naranja placa plana aluminio y verde placa tipo C aluminio.

¹¹ El coste CF-PEEK sería únicamente del mecanizado, ya que, a pesar de su elevado coste, el fabricante prestó material para su estudio, por eso se incluyó en la comparativa de propuestas

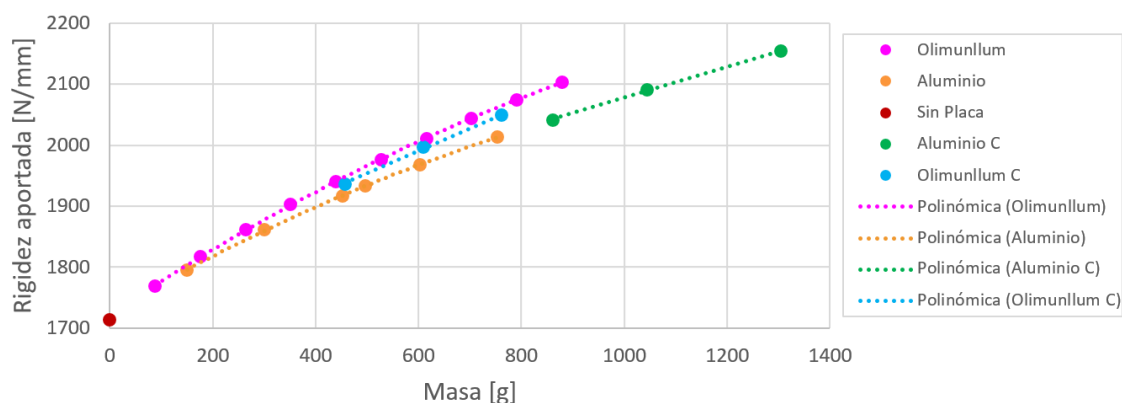


Figura 5.21. Gráfico de la rigidez específica del conjunto en función del material y la geometría

Se puede observar que, independientemente del material utilizado, la geometría tipo C se encuentra por debajo de la geometría plana como ya se podía deducir viendo la **Tabla 5.4**. En cuanto al material, se ve claramente como el composite va siempre por encima, con lo que se concluye que la mejor solución para rigidizar el chasis es la placa plana de CF-PEEK.

En cuanto a la fabricación, se mecanizaron placas de 7mm con rebajes según su espesor deseado. Esto se hizo para poder acomodar las cabezas cónicas de los tornillos cónicos en la periferia de éstas. La **Figura 5.22** detalla la forma final de las placas. La forma trapezoidal de éstas viene dada por el espacio disponible en donde es posible anclarlas, que lo determina la cara interior de la viga ya que tiene que ser paralela a la exterior.

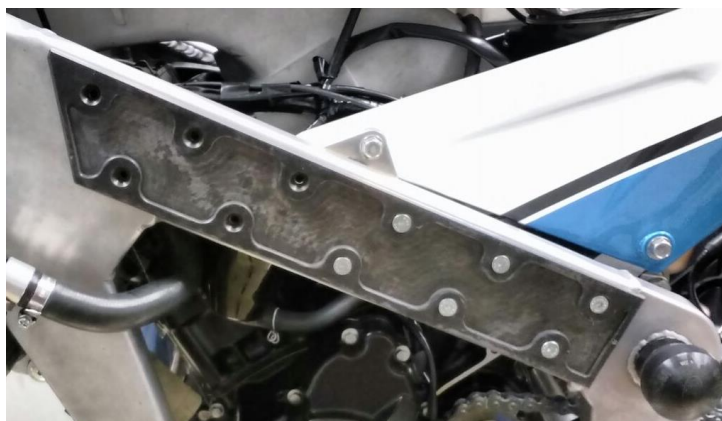


Figura 5.22. Placas definitivas acopladas al chasis

Debido a desavenencias con el patrocinador, sólo se dispuso de un juego de placas para el chasis, quedando el basculante sin posibilidad de regulación. El espesor de la placa escogido fue de 4 mm, desgraciadamente para el reglaje se dispuso únicamente de dos opciones: sin placas o con placas de 4 mm.

5.2.5 Análisis de rigidez

Para escoger una rigidez lateral mínima, los valores de ensayo en banco sitúan la K_L de otros modelos entre los 1000 y los 3000 N/mm. Para tener una idea sobre los valores obtenidos por simulación, se realiza una aproximación en CAD 3D del chasis de la moto que monta el motor de la ER16, el de la Honda CBR250-R y se somete a los ensayos mencionados. Éste chasis, al ser de calle, situará un máximo de rigidez orientativo, ya que, como afirman los organizadores de la Copa Honda CBR250, está dimensionado para ser resistente a la fatiga, independientemente del uso que se le dé y por donde circule el vehículo.

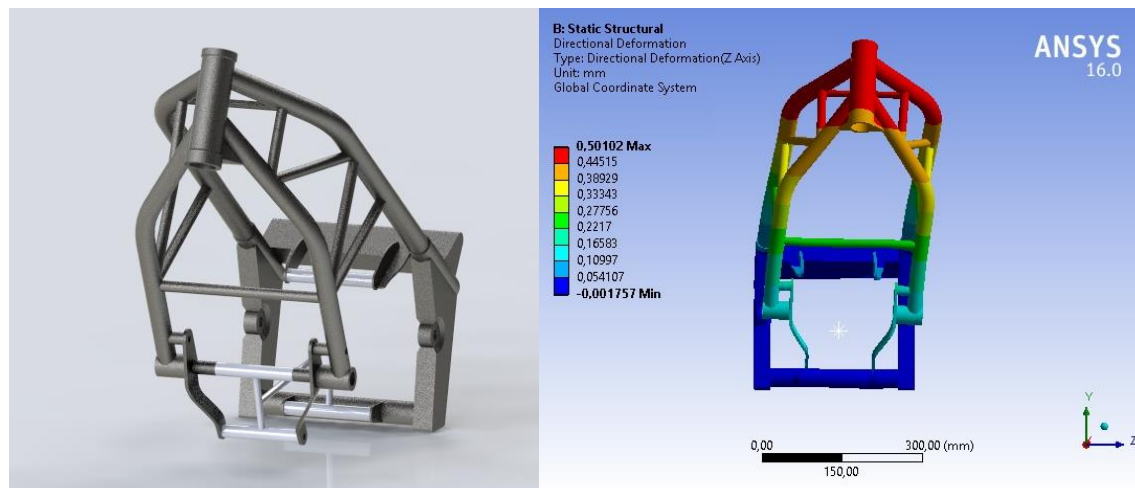


Figura 5.23. CAD 3D del chasis de la Honda CBR250-R y los resultados de simulación

Como se ve en la **Figura 5.23** la deformación en la dirección de la fuerza es de 0,50102mm. Para una fuerza aplicada de 1000N equivale a una rigidez lateral de $K_L=1995,93$ [N/mm]. Así pues se sitúa el máximo de rigidez alcanzable en 2000 [N/mm]. La **Tabla 5.5** muestra los valores de referencia para el diseño del prototipo. Hay que tener en cuenta que al haber optado por anclar el motor en 1 único anclaje frontal es difícil llegar a la rigidez longitudinal (K_F) del chasis de Honda, anclado con 2 frontales.

	K_L [N/mm]	K_F [N/mm]	K_T [N·m/°]
Valores estándar	1000-3000	5000-10 000	3000-7000
Simulación Honda	1995,93	4915,22	7100,99
Límite superior fijado	2000	maximizar	maximizar

Tabla 5.5. Valores de rigidez en banco, en simulación del chasis de Honda y objetivos de simulación

A continuación se detallan los resultados de simulación de la rigidez del chasis de la ER16. Para ello, como se ha comentado anteriormente, se aplica la fuerza o el momento directamente sobre la pipa en la dirección deseada y fijando la estructura por el anclaje del basculante. El motor se

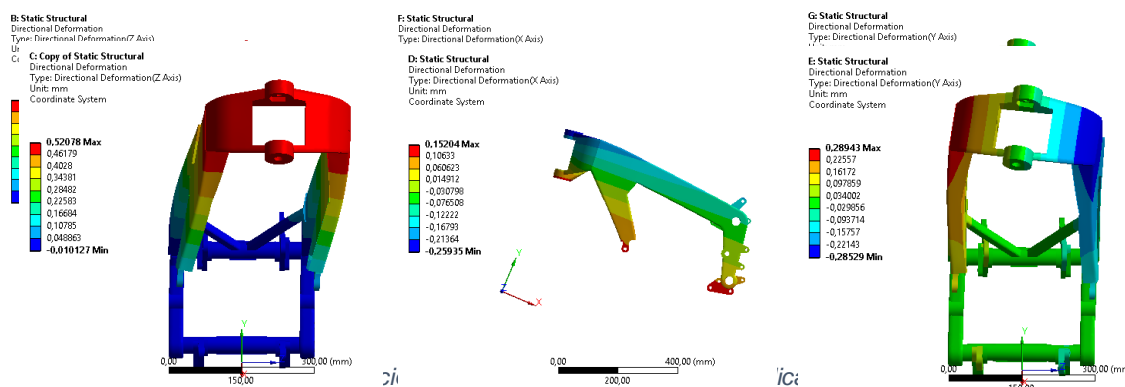


Figura 5.24. Deformación direccional con placas de 4 mm acopladas

considera infinitamente rígido. Se analizan de 3 casos donde las fuerzas aplicadas son de 1000 [N] para la lateral y la longitudinal y el momento de 1000 [N·m] para la rigidez a torsión. Los resultados son los siguientes:

	Def Lateral [mm]	Def Long [mm]	Def Tors [mm]	α [°] (ángulo torsión)	K_L [N/mm]	K_F [N/mm]	K_T [Nm/°]
Sin	0,57914	0,26336	0,29387	0,112249928	1726,70	3797,08	8908,69
4 mm	0,52078	0,25936	0,28943	0,110553979	1920,20	3855,64	9045,36

Tabla 5.6. Valores de rigidez extraídos de la simulación

Como podemos ver en la **Tabla 5.6** el aumento de rigidez lateral con 4 mm de espesor en las placas es de un **11%**. Sin embargo, tanto la rigidez longitudinal como la torsional sufren variaciones leves ya que ya parten de valores suficientemente buenos.

Hay que tener en cuenta que los resultados de la simulación pueden desviarse ligeramente de la realidad. Una de las hipótesis para simplificar el modelo es que no hay deslizamiento entre las caras de la viga y la placa, con lo que se tiene una unión perfecta que evidentemente no se da en la situación real. Por el contrario, las placas se han simplificado como una cara plana, ignorando el sobre espesor destinado a los anclajes y, por tanto, la rigidez que este aporta.

6. La moto en circuito

6.1 Comparativa sin/con placas

En competición cada quilogrammo cuenta, por la cual cosa quien decidía sobre la utilización de las placas era el cronómetro. Para se disponía de 2 tandas de entrenamientos y la clasificación para hacer pruebas con los distintos reglajes de la moto, midiendo los resultados mediante la telemetría. Tras varias pruebas el piloto determinó que al no emplear las placas, en curvas a alta velocidad e inclinación notaba unas ligeras oscilaciones del tren delantero y trasero en oposición que hacían serpentear el vehículo impidiéndole alcanzar mayores inclinaciones y velocidades más altas en el paso por curva. Este comportamiento se pudo identificar fácilmente con la telemetría, especialmente remarcado en las curvas 16 y 17 cierran la vuelta de Motorland.

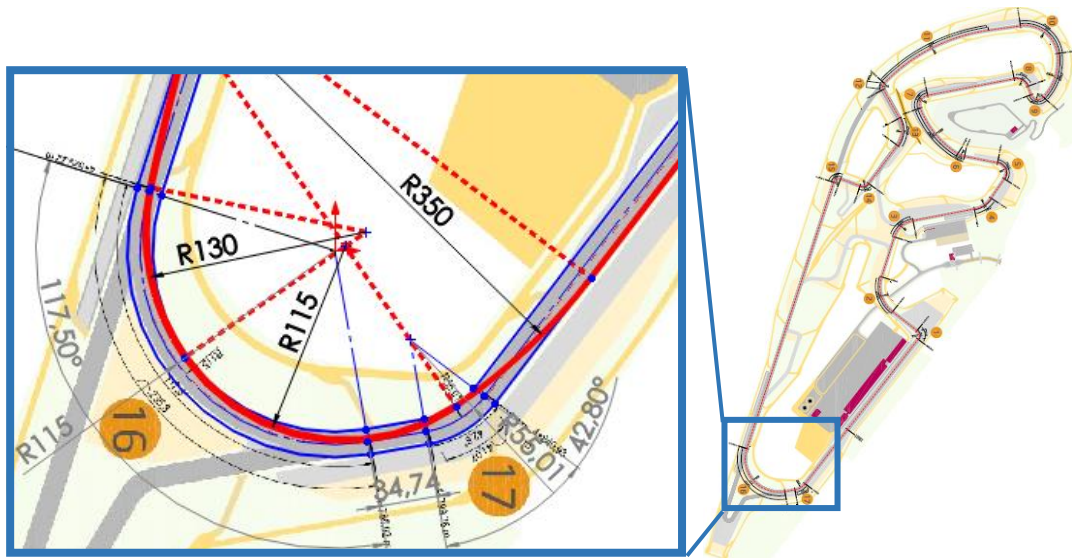


Figura 6.1. Detalle de las curvas 16 y 17 con sus distancias y la línea de trazado óptimo (en rojo) simplificada a 3 circunferencias, con sus radios de curvatura calculados mediante telemetría

Manel Segarra, quién pilotó la ER16 en la competición *MotoStudent*, es un piloto experimentado con varias participaciones en campeonatos en el circuito de Alcañiz, por lo que ya conocía el trazado adecuado en cada curva del circuito. Esto es importante para comparar dos mejores vueltas en dos tandas distintas, ya que a pesar que durante unos entrenamientos se intentan ligeras variaciones para tratar de mejorar el tiempo y plantear situaciones de carrera, siempre se dan varias vueltas con la que se considerará la trazada óptima que se tratara de buscar en carrera. Así pues se recogió la telemetría de todas las tandas de circuito que se realizaron pero se compararán la mejor vuelta de la segunda tanda de entrenamientos (sin placas) y de la mejor vuelta de carrera (placas), que evidentemente fue sin oponentes que se interpusieran en la trayectoria. También, por razones obvias, se considerará que el estado físico y anímico del piloto era el mismo en los dos casos.

A pesar de que se realizaron reglajes en suspensión y transmisión durante el fin de semana, ya se había encontrado los óptimos para los segundos entrenamientos, con lo que las condiciones eran las mismas. En lo referente a neumáticos los usados en los segundos entrenamientos llevaban 14 vueltas a la realización del mejor tiempo mientras que en carrera llevaba 9 vueltas; en ambos casos el desgaste es bajo por lo que se considera que las condiciones de agarre son las mismas. Esto se comprueba ya que los picos de frenadas máximas son $8,54[m/s^2]$ y $8,63[m/s^2]$ respectivamente (una diferencia del 1%). Esta pequeña diferencia es debida a que la temperatura de la pista era ligeramente superior en la carrera, con lo que la temperatura de trabajo de los neumáticos aumentó. También se comprueba que en ambos casos el motor se comportó en condiciones muy parecidas

obteniendo la máxima aceleración en puntos similares del trazado y con módulos idénticos; además de que en la zona con más pendiente, el comportamiento en ambos casos es el mismo.

Los sensores mínimos que se precisaran para la comparativa son: % acelerador accionado, ya que da información de la confianza que siente el piloto para abrir gas; la velocidad del vehículo, compara las velocidades que llevaba en el mismo punto en las dos vueltas; la aceleración lateral, junto con la velocidad, se puede usar para calcular el radio de curvatura y además da información sobre la inclinación del vehículo; la diferencia de tiempos se sitúa en referencia a la vuelta más rápida y permite conocer cuando gana o pierde tiempo en el tramo escogido.

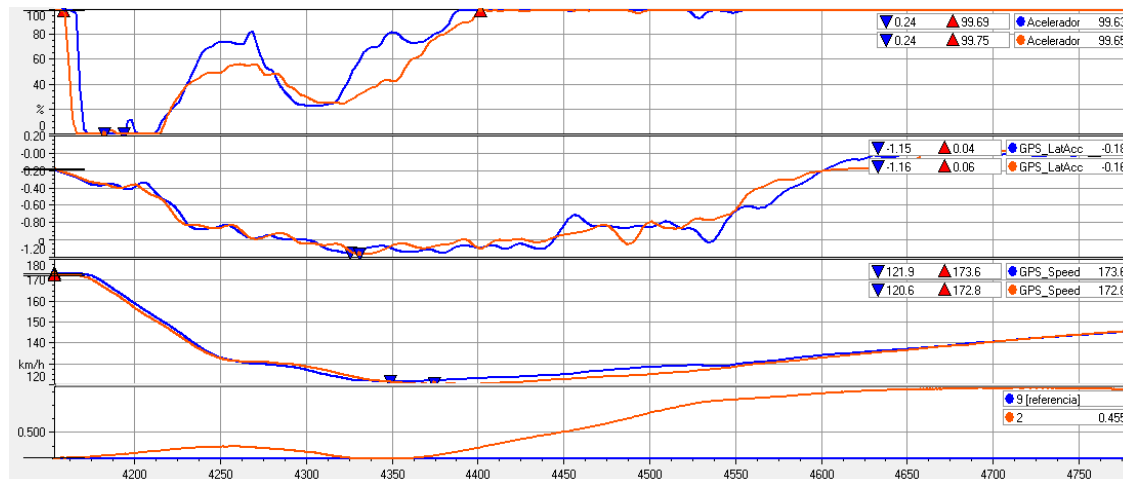


Figura 6.2. Gráficos de telemetría del paso por el tramo en cuestión. Por orden: %Acelerador, Aceleración lateral, Velocidad y diferencia de tiempo entre vueltas en referencia a la vuelta más rápida (con placas)

En la **Figura 6.2** se pueden apreciar las dos vueltas, con placas en azul y sin placas en naranja. En los distintos gráficos se distinguen varios tramos que se identifican fácilmente viendo el trazado realizado y los cambios de velocidad.

1. Fase de frenado:

En esta fase se frena prácticamente al 100% mientras se empieza a inclinar la moto. Esta fase se realizó ligeramente más rápida en la vuelta con placas, como se puede ver en la gráfica de diferencias de tiempo.

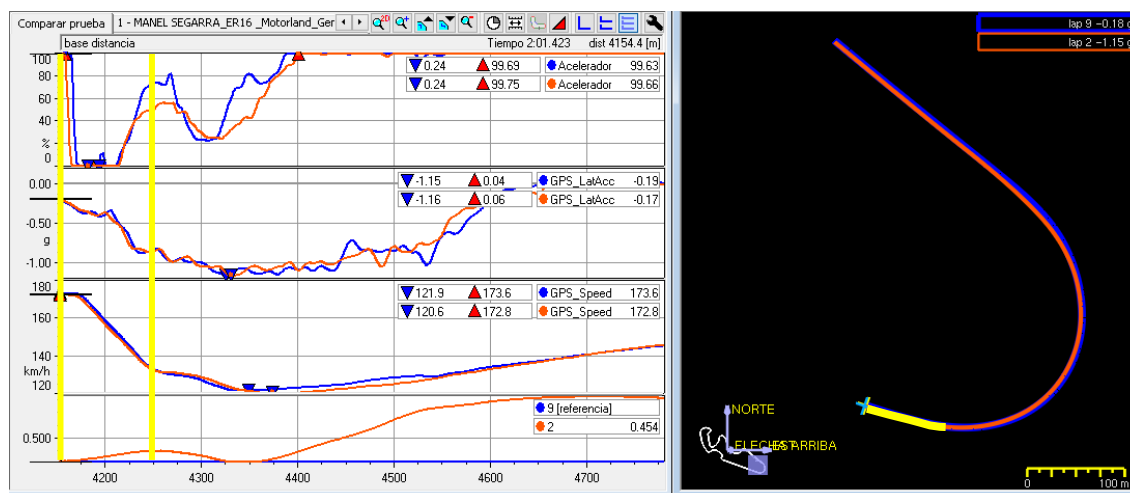


Figura 6.3. Fase de frenado

2. Fase de inclinación

Con la moto del todo inclinada se sueltan los frenos y se acelera ligeramente para mantener la velocidad. En esta fase se busca pasar por el ápice de la primera curva. En este caso el tiempo de la vuelta sin placas es ligeramente inferior ya que en la vuelta en carrera se cierra gas antes para corregir la trayectoria después de la frenada.

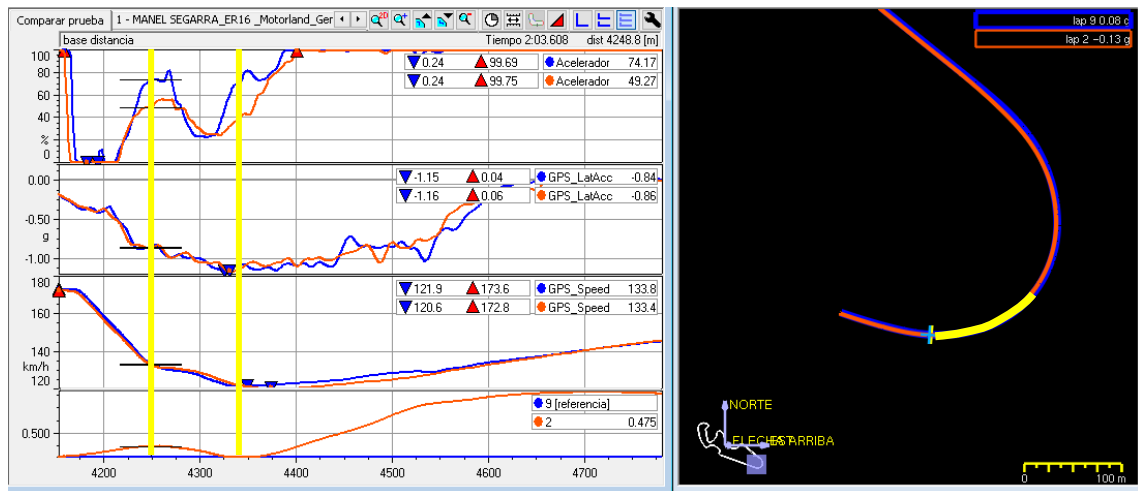


Figura 6.4. Fase de inclinación

3. Fase hacia la segunda curva

Una vez pasado el ápice de la primera curva se reduce el gas para poder cerrar la trazada e ir a buscar el ápice de la segunda curva. Tras cerrar la trazada se vuelve a abrir gas para mantener la velocidad en el primer tramo y acelerar ligeramente para la salida en el segundo tramo. Este es el tramo en el que más evidentes eran las vibraciones y se puede apreciar que el piloto se siente con la confianza suficiente como para abrir gas hasta el 80% en la vuelta con placas. El tramo hacia el ápice de la segunda curva se realiza a 4 [km/h] más que en la vuelta sin placas. Durante esta fase la aceleración normal de la moto es entre un 5 y un 10% más alta.

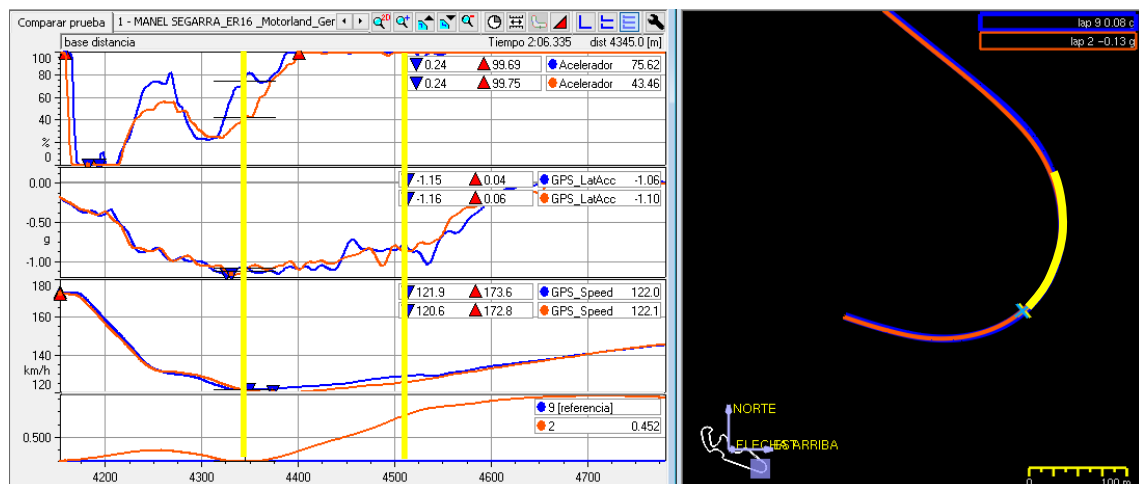


Figura 6.5. Hacia la segunda curva

4. Fase de salida de la segunda curva

Una vez se pasa el ápice de la segunda curva se cierra la trazada de la moto para enderezarla a su posición vertical y encarar la recta de meta. Estos se aprecian en los picos negativos que se observan en la aceleración lateral, consecuencia de un radio de curvatura menor.

Una vez pasado el ápice se observa como la aceleración normal del vehículo se anula unos instantes antes en la vuelta sin placas. El piloto es capaz de levantar la moto más rápidamente con la neutralización de las vibraciones que al no llevar las placas.

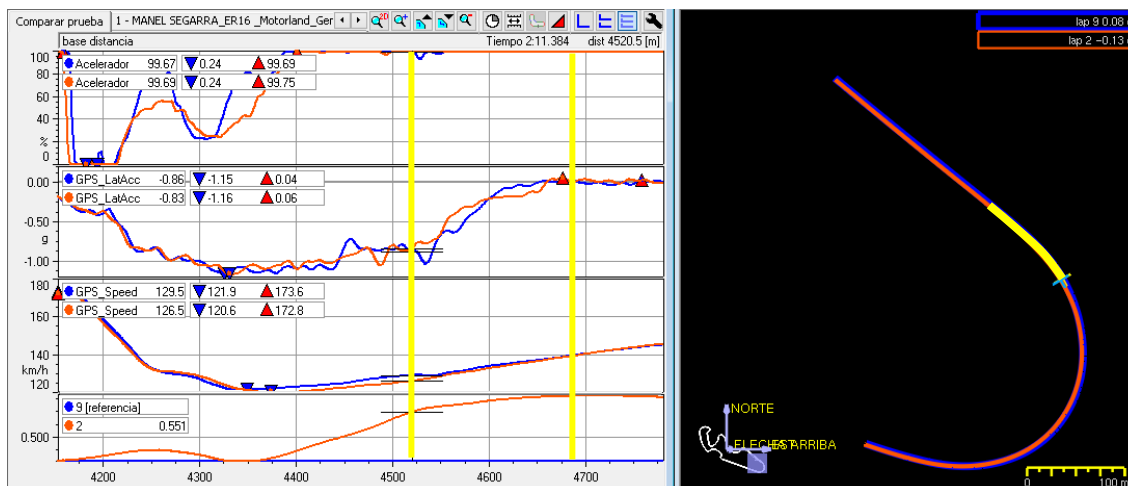


Figura 6.6. Salida de la segunda curva

El piloto realizó la vuelta en carrera (con placas) 0,561 segundos más rápido, de los cuales en la curva 16 y 17 recortó 0,126 segundos.

6.2 Simulación modal de la estructura multisólido

Para tratar de ver este comportamiento vibratorio se analizaron los modos propios de toda la estructura de la moto. En ella se dejaron libres los movimientos relativos entre las distintas partes móviles y los anclajes de las ruedas se conectaron al suelo mediante dos muelles simulando su rigidez radial y lateral¹². Al tratarse de una simulación modal de una estructura se encuentran infinitos modos de vibración, ya que los sólidos no son rígidos. Sin embargo, el modelo multisólido quedó con los grados de libertad siguientes:

- 6 grados del sólido en el espacio
- Giro del manillar
- Giro del basculante
- Desplazamiento telescópico de las horquillas

¹² Se cogieron valores teóricos de rigidez de neumáticos slicks de competición.

Al añadir muelles (y amortiguadores en el caso de la suspensión) al modelo, se condicionan los siguientes movimientos:

- Suspensión trasera (giro basculante)
- Suspensión delantera (compresión/extensión horquillas)
- Movimiento vertical del anclaje con la rueda frontal
- Movimiento lateral del anclaje con la rueda frontal
- Movimiento vertical del anclaje con la rueda posterior
- Movimiento lateral del anclaje con la rueda posterior
- Movimiento longitudinal del vehículo (queda limitado por la rigidez radial de ambas ruedas)
- Giro en el eje lateral (dependiente de los desplazamientos verticales de las ruedas)
- Giro en el eje vertical (dependiente de los desplazamientos laterales de las ruedas)

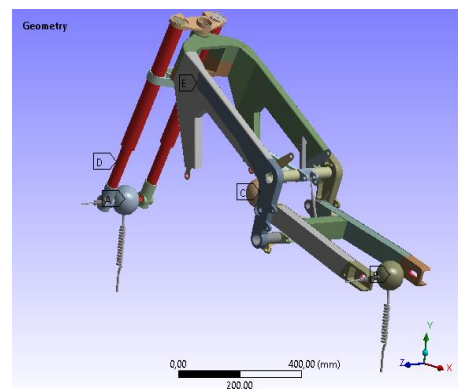


Figura 6.7. Modelo de simulación modal

También se ha tenido especial atención en la distribución de las masas de la moto. Se han considerado por separado las masas de los conjuntos de las ruedas, el resto de masas no suspendidas y las masas suspendidas. Las masas se han incluido de dos maneras: suspendidas distribuyéndolas homogéneamente sobre las partes del modelo y concentrándolas en puntos representativos debidamente anclados a la estructura. Se ha ignorado la masa del piloto por la incapacidad de saber bien como interactúa con el resto la estructura.

A continuación se detallan los valores que se emplearon en la simulación:

Distribución de masas	Masa [kg]
Masa no suspendida delantera	
Conjunto rueda delantera	7
Parte horquillas	3
Masa no suspendida trasera	
Conjunto rueda trasera	8,5
Parte suspensión trasera	5
Masa suspendida	
Motor	37
Parte horquillas	6
Parte suspensión trasera	4
Chasis	8,3
Otros componentes localizados	6
Masa total	85

Tabla 6.1. Distribución de masas en el modelo

Partes con amortiguamiento	Coef. amortiguamiento [N·s/mm]
Suspensión delantera (por botella)	3
Suspensión trasera	1
No se tuvo en cuenta el amortiguamiento de los distintos materiales e uniones empleados en la simulación	

Tabla 6.2. Amortiguamiento en el modelo

Rigidez muelles empleados	Coef. rigidez [N/mm]
Suspensión delantera (por botella)	8
Suspensión trasera	100
Radial neumático	150
Lateral neumático	175

Tabla 6.3. Rigidez de los muelles en el modelo

Como el CAD de las horquillas era una simplificación se ha requerido un paso previo. Se ha adecuado su rigidez, mediante simulación, en las 3 direcciones representativas (flexión longitudinal, flexión lateral y torsión) para horquillas invertidas según valores teóricos.

El modo vibratorio que se desea encontrar es el que comba toda la estructura entre los dos puntos de contacto con el suelo, como se ve en la **Figura 6.8**. A continuación se muestran los resultados de las simulaciones de la estructura sin placas y con ellas.

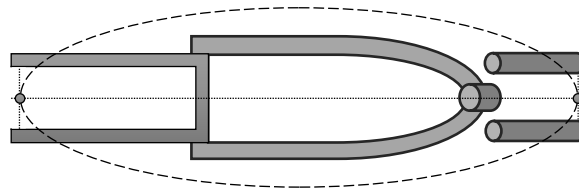


Figura 6.8. Simplificación de la motocicleta vista desde arriba, modo vibratorio que se desea encontrar

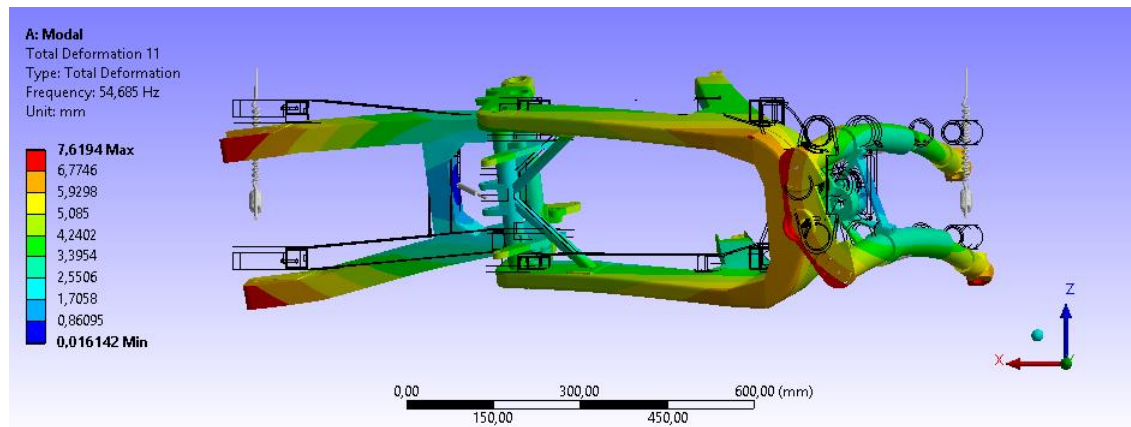


Figura 6.9. Vibración del 11 modo vibratorio

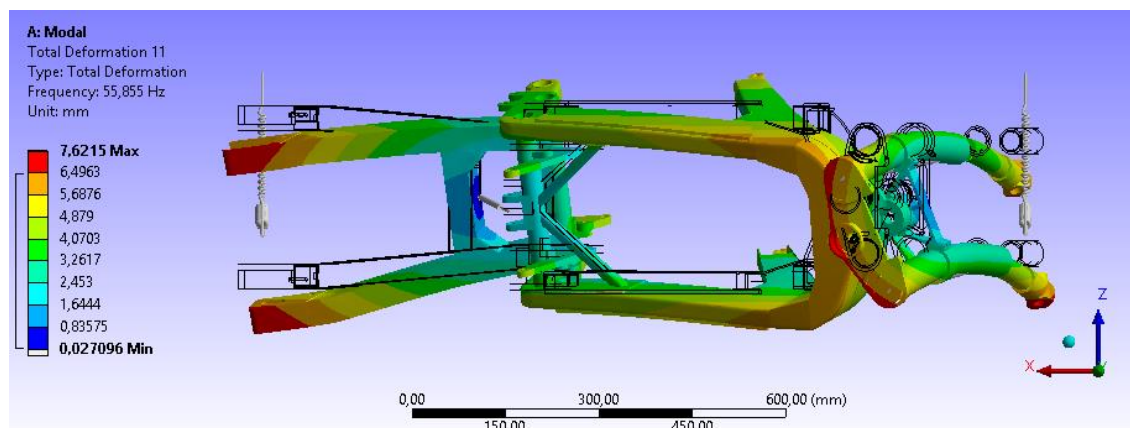


Figura 6.10. Vibración del 11 modo vibratorio con placas en el chasis

Se localizó dicha oscilación en el onceavo modo vibratorio. Este se presenta a una frecuencia de 54,69 [Hz] en el modelo sin placas y a 55,86 [Hz] en el modelo con. Además presentaban amplitudes máximas de 7,62 [mm] en ambos casos. El incremento de la frecuencia propia es del 2,14 %, un aumento mínimo que es difícil que marque las diferencias observadas en pista. Por el contrario se piensa que el modelo es insuficiente para explicar el fenómeno.

Uno de los defectos del modelo es que se plantea la unión entre placas y chasis como una unión perfecta. Esto da a la simulación de rigidez valores más elevados de los que se dan en realidad, ya que entre placas-tornillos y placas-chasis se producen micro desplazamientos, que, como hipótesis, se consideraron despreciables. Sin embargo cuando se entra en el terreno de las vibraciones esos

microdesplazamientos, que generan fricción, es posible que actúen como disipadores y que ese amortiguamiento no sea despreciable.

La simulación modal no permite no linealidades, no es posible declarar la fricción entre la unión placa-tornillo y placa-chasis y así tener una aproximación mejor de la realidad. Para reflejar este fenómeno es necesario determinar el coeficiente de amortiguamiento entre tales uniones y declararlo como un parámetro de simulación. Esto evidentemente requiere el estudio de la unión en sí ante una excitación vibratoria y además es difícil de medir con precisión. Por estos motivos se ha considerado que dicho estudio queda fuera del abasto de este proyecto.

Conclusiones

Este trabajo ha expuesto las fases de cálculo, diseño y prueba de un chasis de competición tipo Moto3, con la peculiaridad de incorporar un sistema para variar su rigidez lateral. La comparativa del chasis en pista en sus dos modos de rigidez permitió comprobar que el sistema desarrollado funcionaba. Sin embargo, posteriormente, con la ayuda de la simulación modal de la estructura se pudo entender mejor el comportamiento de la estructura y se determinó que el factor de amortiguamiento de la unión de la placa con el chasis, que se había despreciado hasta entonces, debía tenerse en cuenta, ya que este estaba ayudando a la estructura a disipar la energía de la vibración. Por tanto, el modelo requiere de la inclusión de un factor difícil de medir y, por lo tanto, el aumento de la rigidez de la estructura no tiene suficiente influencia sobre el fenómeno observado.

Agradecimientos

Este trabajo expone una pequeña parte de un proyecto el que han participado mucha gente con ganas de aprender, ganas de ayudar y ganas de ganar. Ha sido una de las mejores experiencias que he vivido a lo largo de mis estudios en la Universidad, por eso creo que la escuela, que respalda este y otros proyectos similares merecen una mención destacada.

También quiero mencionar a mis compañeros de equipo y nuestro tutor, Oscar Ribé, con los que hemos compartido tantas experiencias. Quiero agradecer también la inestimable ayuda que nos ofrecieron nuestros tres miembros de honor, Xavi Guilemany, Antonio Sánchez y Carles Reig. Evidentemente, tampoco me olvidaré de nuestro piloto, Manel Segarra, que, además de poseer un talento impresionante, tiene una pasión insaciable por este deporte.

Por último, agradezco el soporte que se me ha dado desde el departamento de *Resistencia de Materials*, en concreto el Sr. Roure y el Sr. Ferrer.

Bibliografía

Referencias bibliográficas

- [1] COSSALTER, V. *Motorcycle dynamichs*, Padova, 2006.
- [2] FOALE, T. *Motorcycle handling and chassis design*, España, 2002.
- [3] ROBINSON, J. *Motocicletas: Chasis*, España, 1990
- [4] MENEGHETTI, G; QUARESIMIN, M; FABBRI L. *Optimisation of the estructural performance of Racing motorcycles*, Pisa, 1998. International conference, Power of two weels.
- [5] COSSALTER, V; G; QUARESIMIN, M; FABBRI L. *Simulation and performance evaluation of race motorcycle dynamics based on parts of real circuit*, Pisa, 1998. International conference, Power of two weels.
- [6] DEXTER, *Fijaciones, Manual información técnica*, Barcelona, 2014.
- [7] BISHOP, R.D; HAY, J.G. *Basketball: the mechanics of hanging in the air. Medicine and Science in Sports*, 11 (3), 274-277. 1979, Biomechanichs: Center of Mass (Center of Gravity) of the Human Body.
[<http://www.asu.edu/courses/kin335/documents/CM%20Lab.pdf>]
- [8] LOT, R; COSSALTER, V; PERETTO. *Steady turning of motorrcicles*, Padova, 2007, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering 2007 221: 1343

Bibliografía complementaria

- [9] ARIAS-PAZ, M. *Motocicletas*, Madrid, 2005.
- [10] AGULLÓ, J. *Mecànica de la partícula i del sòlid rígid*, Barcelona, 2002.
- [11] AYNETO, X; FERRER, M, *Mecánica del medio continuo en la ingeniería*, Barcelona, 2013.
- [12] MEIJAARD, J.P; POPOV, A. A, *Practical stability analysis for transient System dynamichs*, Nottingham, 2008, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science.
- [13] BOSCH, *Manual de la tècnica del automòbil*, Barcelona, 1996.
- [14] COSSALTER, V; LOT, R; MASSARO, M. *The chatter of Racing motorrcycles*, Padova, 2008, Vehicle System Dynamics: International, Journal of Vehicle Mechanics and Mobility

